

**Ю.Б. ГАЛЕРКИН**

**ТУРБОКОМПРЕССОРЫ**

Рабочий процесс, расчет  
и проектирование проточной части

Москва

ООО «Информационно-издательский центр КХТ»

2010

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
ПРЕДИСЛОВИЕ	6
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	9
1. ВВОДНАЯ ЧАСТЬ	13
1.1. Определение	13
1.2. Принцип действия турбокомпрессоров	14
1.3. Области применения компрессоров	24
2. ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА	40
2.1. Преобразование энергии в турбокомпрессоре. Основные уравнения	40
2.2. Система координат. Треугольники скоростей	63
2.3. Действительный характер течения и его схематизация	70
2.4. Характеристики турбокомпрессоров	72
2.5. Совместная работа турбокомпрессора с сетью. Помпаж	85
2.6. Заключение – цели и методы газодинамической теории турбокомпрессоров	88
3. ДВИЖЕНИЕ ГАЗА В КАНАЛАХ ПРОСТОЙ ФОРМЫ	91
3.1. Каналы простой формы как модели для рассмотрения процессов в проточной части турбомашин	91
3.2. Движение газа в трубах	93
3.3. Течение в прямоосных диффузорах	104
3.4. Течение в криволинейных каналах	121
3.5. Влияние сжимаемости на движение в каналах	138
3.6. Подобие условий течения в проточной части	146
3.7. Классификация потерь по физической природе	153
3.8. Специфика течения в межлопаточных каналах центробежных рабочих колес	158
4. ОБТЕКАНИЕ ПРОФИЛЕЙ И РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ.	174
4.1. Принципы анализа	174

4.2. Аналогия между треугольниками скоростей турбокомпрессоров и условиями обтекания элементарных лопаточных решеток	178
4.3. Обтекание тонкой пластинки	181
4.4. Возникновение подъемной силы. Постулат Жуковского-Чаплыгина	188
4.5. Циркуляция скорости. Разгонный и остановочный вихри	192
4.6. Невязкое и вязкое обтекание прямого профиля	196
4.7. Невязкое и вязкое обтекание изогнутого профиля	201
4.8. Обтекание решетки профилей	207
4.9. Перестройка потока на входе и выходе решетки	211
4.10. Диаграммы «невязких» скоростей как источник информации об эффективности решеток	216
4.11. Геометрические параметры профилей и решеток	223
4.12. Определение силы взаимодействия профиля с потоком (Теорема Жуковского)	227
4.13. Аэродинамические коэффициенты. КПД диффузорной решетки	237
4.14. Основы методики испытаний в аэродинамических трубах	242
4.15. Аэродинамические характеристики профиля и решетки профилей	248
4.16. Обобщенная характеристика плоской решетки	253
4.17. Оптимальная нагрузка компрессорной решетки	256
4.18. Диаграмма номинальных режимов	259
4.19. Влияние критериев подобия на характеристики плоских решеток	262
4.20. Течение в пространственных решетках	281
4.21. Особенности обтекания реальных лопаточных аппаратов	291
5. СТУПЕНЬ ТУРБОКОМПРЕССОРА	295
5.1. Состав проточной части турбокомпрессора и ступеней	295

5.2. Характерные скорости в ступенях осевых и центробежных компрессоров	296
5.3. Производительность ступени. Коэффициенты расхода	297
5.4. Коэффициенты напора	301
5.5. Безразмерное число оборотов	305
5.6. Степень реактивности	309
5.7. Коэффициенты полезного действия ступени	311
5.8. Газодинамические характеристики ступеней	316
<b>6. СТУПЕНЬ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА</b>	<b>334</b>
6.1. Два этапа профилирования. Расчетный радиус	334
6.2. Кинематические схемы ступеней в зависимости от степени реактивности	335
6.3. Профилирование лопаточных аппаратов по результатам испытаний плоских решеток	345
6.4. Расчет треугольников скоростей по высоте лопаток	359
6.5. Выбор параметров и определение размеров ступени осевого компрессора	368
6.6. Построение аэродинамической формы лопаток	384
6.7. Окончательный этап профилирования ступеней осевого компрессора	388
6.8. Характеристики осевых ступеней. Влияние критериев подобия	389
6.9. Способы изменения газодинамических характеристик ступеней осевых компрессоров	393
6.10. Ступени предельных параметров	398
<b>7. СТУПЕНЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА</b>	<b>408</b>
7.1. Основы одномерной теории ступени	408
7.2. Внешние (щелевые) потери в рабочем колесе	430
7.3. Основы профилирования проточной части	452
7.4. Пространственный поток в центробежной ступени	547
7.5. Особенности трансзвуковых и сверхзвуковых центробежных ступеней	561
7.6. Особенности центробежных вентиляторов	568
7.7. Характеристики центробежных компрессорных ступеней	573

7.8. Способы изменения характеристик центробежных ступеней	595
<b>8. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР</b>	<b>604</b>
8.1. Причины применения многоступенчатого сжатия	604
8.2. Схемы проточной части осевых компрессоров	606
8.3. Схемы проточной части центробежных компрессоров	617
8.4. Многовальные турбокомпрессоры	620
8.5. Особенности газодинамических характеристик многоступенчатых турбокомпрессоров	625
8.6. Влияние условий работы на характеристики турбокомпрессора	631
8.7. Охлаждение газа в компрессорах	643
8.8. Подводящие и отводящие элементы проточной части турбокомпрессора	664
8.9. Коэффициенты полезного действия турбокомпрессора	690
8.10. Основы Метода универсального моделирования	699
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	718
ПРИЛОЖЕНИЕ	П-1

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Прототипы современных компрессоров были, очевидно, первыми сложными техническими устройствами, которые изобрело и использовало человечество. Однако, несмотря на почтенный возраст, компрессорная техника – одна из наиболее динамично развивающихся.

Традиционные области использования компрессоров – пневматика (передача энергии с помощью сжатого воздуха широко применяется в машиностроении и всех отраслях перерабатывающей промышленности, строительстве, горном деле), металлургия, химия, энергетика (компрессоры промышленных и транспортных газотурбинных двигателей, наддув ДВС, паровых котлов), холодильная техника, вентиляция и кондиционирование. Роль турбокомпрессоров велика в добыче, транспортировке и переработке углеводородного топлива, что особенно важно для нашей страны. Газовая промышленность в России является важной областью применения одного из двух основных видов турбокомпрессоров – центробежных компрессоров. ЦК используются при добыче газа, для его транспортировки, подготовки к транспортировке и при хранении. В системе ОАО «ГАЗПРОМ» работает более четырех тысяч крупных центробежных компрессоров суммарной мощностью более 42 млн. кВт, причем 92.5% машин – отечественной постройки (на 2007 г.). Только эта часть российского парка центробежных компрессоров равна примерно 20% от всех промышленных центробежных компрессоров в мире. Напомним, что основная часть газоперекачивающих агрегатов (ГПА) имеет газотурбинный привод, а газовые турбины имеют в составе осевые турбокомпрессоры с мощностью, превосходящей механическую мощность на выходном валу турбины. Таким образом, в отношении промышленных турбокомпрессоров Россия – крупнейшая компрессорная держава. В области газотурбинных двигателей летательных аппаратов и наземных транспортных средств наша страна также имеет внушительные достижения и большой потенциал.

В зависимости от области применения существенно различаются рабочие характеристики и конструкция компрессоров. Производство турбокомпрессоров (ТК) в развитых промышленных странах растет на 8 – 10% ежегодно. Применение компрессоров в современной экономике – это мощное средство интенсификации технологических и энергетических процессов.

Турбокомпрессоры потребляют большое количество энергии. Например, перекачивая огромное количество газа, центробежные компрессоры Газпрома требуют для их привода топлива на 3.5 млрд. долларов в год (цены 2007 г.). Прямой путь снижения этих издержек – повышение КПД компрессоров, который определяется техническим уровнем

газодинамического проекта, то есть выбором оптимальной формы проточной части. Это же справедливо и в отношении осевых компрессоров приводных газовых турбин.

Трудность газодинамического проектирования турбокомпрессоров связана с исключительно сложным (в основном диффузорным) характером движения газа в проточной части. Обычная практика – это эксперименты с моделями (точными уменьшенными копиями), испытываемыми на специальных исследовательских стендах. Такие эксперименты недешевы, а при недостаточно обширной программе экспериментов не гарантируется получение решения, наилучшего из всех возможных. Численные исследования с помощью коммерческих программ расчета вязких течений тоже требуют значительных затрат, и в отрыве от традиционных приемов эффективного проектирования пока не способны решить задачу оптимизации проточной части. Как ранее, так сейчас, и в обозримом будущем для успешной работы по созданию и эксплуатации турбокомпрессоров необходимо глубоко понимать их рабочий процесс, развивать и активно применять инженерные методы расчета и проектирования.

Во второй половине 20-го столетия усилиями руководителя кафедры и проблемной лаборатории компрессоростроения Ленинградского политехнического института (ЛПИ) профессора Константина Павловича Селезнева и его учеников была создана оригинальная научная школа компрессорщиков, характеризующаяся максимально глубоким вниманием к основам рабочего процесса турбокомпрессоров. Были построены многочисленные экспериментальные установки, на которых испытывались модельные ступени центробежных компрессоров, изучалось влияние геометрических и газодинамических параметров, критериев подобия. Для анализа невязкого течения применялись сначала аналоговые установки, а затем компьютерные программы, которые успешно применяются в практике проектирования по сию пору. Была изобретена и активно использована аппаратура для исследования потока внутри рабочих колес.

Накопленный уникальный опыт нашел отражение в разработанном автором Методе универсального моделирования – наборе компьютерных программ для расчета характеристик и оптимального проектирования примышленных центробежных компрессоров. Параллельно с исследовательской деятельностью, автором и его сотрудниками по заданиям промышленности разработаны десятки газодинамических проектов высокоэффективных компрессоров. Отечественными и некоторыми зарубежными производителями выпущено около 300 компрессоров с суммарной мощностью более 3500 МВт, успешно работающих в промышленности России и ряда зарубежных стран.

На содержание книги повлиял более чем полувековой опыт исследовательской работы автора в проблемной лаборатории компрессоростроения ЛПИ и на кафедре компрессоростроения – кафедре компрессорной вакуумной и холодильной техники Санкт-Петербургского

государственного политехнического университета (кафедра КВХТ СПбГПУ). Нашел отражение и почти столь же длительный опыт преподавательской работы. Однако книга не посвящена изложению опыта и достижений научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Заинтересованный читатель найдет нужную информацию в сборнике реферативных статей [20]. Автор также не ставил задачи обобщения огромной информации по всем проблемам газовой динамики турбокомпрессоров, как это сделано, например, в книге [14] со ссылкой более чем на 400 источников из зарубежной научной периодики.

Цель автора сформулирована в подзаголовке книги – подробное изложение основ рабочего процесса, расчета и проектирования турбокомпрессоров. Последовательность изложения примерно соответствует программе лекционных курсов в Санкт–Петербургском государственном политехническом университете, но само изложение более детально и более информативно. Поэтому автор надеется, что книга не только окажет помощь обучающимся в освоении непростых учебных дисциплин, но будет полезна лиц, преподающих эти дисциплины и для специалистов, чья профессиональная деятельность связана с турбокомпрессорами и смежными областями техники. Характер изложения частей 1 – 3 рассчитан, прежде всего, на тех, кто изучает предмет. В последующих разделах много информации, рассчитанной на специалистов. Ряд вопросов рабочего процесса (газодинамические характеристики, роль критериев подобия) рассматривается неоднократно, с последовательным усложнением. Это сделано, прежде всего, в интересах обучающихся. Автор рассчитывает на понимание читателей – специалистов в этом отношении. Автор избежал ссылок на периодические публикации, полагая, что это перегрузило бы изложение газодинамических основ. Такие ссылки есть в книгах [14], [20] и других, имеющих в библиографическом списке.

При подборе материалов, подготовке иллюстраций и предварительной проверке незаменимую помощь оказали преподаватели кафедры КВХТ доценты Л.И. Козаченко и К.В. Солдатова. Аналитические материалы в ч. 6 подготовлены совместно с магистром асп. Ю.А. Поповым. Доц. к.т.н. В.И. Титенский внимательно прочел текст и сделал ряд ценных замечаний, что помогло устранить ряд неточностей. Автор приносит всем им глубокую благодарность.



## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$B$  — хорда лопатки

$c$  — абсолютная скорость (скорость потока в неподвижной системе координат)

$C_p$  — теплоемкость при постоянном давлении

$C_v$  — теплоемкость при постоянном объеме

$c_a$  — коэффициент подъемной силы

$c_w$  — коэффициент силы сопротивления

$C_f$  — коэффициент силы сопротивления трения

$f$  — площадь поперечного сечения

$h_d$  — динамический напор

$h_i$  — внутренний напор

$h_T$  — теоретический напор

$h_w$  — потерянный напор

$i_1 = \beta_{n1} - \beta_1$ ,  $i_2 = \alpha_{n2} - \alpha_2$  — углы атаки на входе в рабочее колесо и в направляющий аппарат (диффузор) соответственно

$k_{ш}$  — шероховатость поверхности

$l$  — высота лопаток

$\bar{m}$  — массовый расход

$M$  — момент силы

$n$  — показатель политропного процесса

$N_{мех}$  — механическая мощность

$N_e$  — мощность на валу турбокомпрессора («эффективная»)

$N_i$  — мощность, передаваемая газу рабочими колесами («внутренняя»)

$p$  — давление

$p_a$  — атмосферное давление

$P$  — сила Жуковского

$q$  — удельное тепло

$R$  — газовая постоянная

$Re$  — число Рейнольдса

$s$  - энтропия

$t$  — шаг решетки (расстояние между лопатками)

$u$  — окружная скорость

$w$  — относительная скорость (скорость потока во вращающейся системе координат),

$\omega$  — угловая скорость вращения ротора

$\bar{V}$  — объемный расход

$z$  — число лопаток, число ступеней компрессора, эмпирический коэффициент сжимаемости

$\alpha$  — угол между абсолютной скоростью и окружным направлением

$\alpha_l$  — угол лопатки направляющего аппарата (диффузора)

$\beta$  — угол между относительной скоростью и окружным направлением

$\beta_l$  — угол лопатки рабочего колеса

$\delta$  — толщина пограничного слоя

$\delta_l$  — толщина лопатки центробежного рабочего колеса

$\varepsilon$  — отклонение (поворот) потока

$\Phi$  — условный коэффициент расхода

$\varphi$  — коэффициент расхода

$\eta$  — политропный коэффициент полезного действия

$\lambda$  — скоростной коэффициент

$\pi$  — отношение давлений

$\theta$  — угол изогнутости профилей

$\rho$  — плотность газа

$\zeta$  — коэффициент потерь

$\psi_T$  — коэффициент теоретического напора

$\psi_{Tн}$  — коэффициент теоретического напора на наружном радиусе осевого рабочего колеса

$\Omega$  — степень реактивности

## **СОКРАЩЕНИЯ**

БЛД – безлопаточный диффузор

ВНА – входной направляющий аппарат

ВП – входной патрубок

ВУ – выходное устройство

ВрНА – вращающийся направляющий аппарат

ВхПНА – входной поворотный направляющий аппарат

ГТД – газотурбинный двигатель

ГТУ – газотурбинная установка

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

КВХТ – кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники  
СПбГПУ

КПД – коэффициент полезного действия

ЛА – лопаточный аппарат

ЛД – лопаточный диффузор

ЛПИ – Ленинградский политехнический институт

НА – направляющий аппарат

НП – нагнетательный патрубок

ОК – осевой компрессор

ОНА – обратно - направляющий аппарат

ОПК – осесимметричное поворотное колесо

РК – рабочее колесо

СА – спрямляющий аппарат, система автоматизации

САПР – автоматизированная система проектирования

СПбГПУ – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

ТК – турбокомпрессор

ТКР – турбокомпрессор радиальный

ТРД – турбореактивный двигатель

ТПД – трубка полного давления

ЦБН – центробежный нагнетатель

ЦВ – центробежный вентилятор

ЦК – центробежный компрессор

ЦКУ – центробежная компрессорная установка

ЧПУ – числовое программное управление

## **ПОДСТРОЧНЫЕ ИНДЕКСЫ**

1, 2, 3 — параметры потока на входе и выходе лопаточной решетки рабочего колеса и направляющего аппарата

$ad$  — адиабатный

НА — решетка направляющего аппарата

$p$  — параметры на расчетном радиусе осевой ступени, политропный напор, профильные потери

$расч$  — относящийся к расчетному режиму (по расходу)

РК — рабочее колесо

$r$  — проекция скорости на радиальное направление

$u$  — проекция скорости на окружное направление

$z$  — проекция скорости на осевое направление

## **НАДСТРОЧНЫЕ ИНДЕКСЫ**

\* — относится к полным параметрам (параметрам торможения)

$\bar{c} = c/u_2$ ,  $\bar{b} = b/D_2$  — надстрочная черта означает, что скорость отнесена к характерной скорости вращения, линейный размер отнесен к характерному линейному размеру (наружному диаметру рабочего колеса).

# 1. ВВОДНАЯ ЧАСТЬ

## 1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ

**Компрессоры – это энергетические машины-орудия, служащие для сжатия и перемещения газов.** Такое определение является обычным для русской и иностранной технической литературы. Его следует пояснить.

Термин «сжатие», строго говоря, обозначает процесс уменьшения объема, занимаемого рассматриваемым количеством газа, или уменьшения соответствующей удельной величины – удельного объема  $v$  м<sup>3</sup>/кг. По уравнению состояния реального газа удельный объем равен  $v = zRT/p$ , откуда следует, что сжатие в обычном смысле слова может быть достигнуто либо путем увеличения давления, либо уменьшения температуры. Однако фактически компрессоры служат именно для повышения давления газов. Они создают перепад давлений, необходимый для:

- движения рабочего тела в газовых турбинах,
- передачи механической энергии сжатым воздухом для последующего совершения механической работы в расширительных двигателях,
- подачи смеси газов в химические реакторы,
- преодоления сопротивления трубопроводов при транспортировке природного газа,
- получения низких температур в турбохолодильных установках,
- и многих других.

В перечисленных выше и в ряде других случаев компрессоры решают техническую задачу не уменьшением удельного объема (сжатия), а путем повышения давления. Использование термина «сжатие» вместо термина «повышение давления» объясняется следующими соображениями:

- название «компрессор» в русском и ряде европейских языков происходит от латинского слова, в буквальном переводе означающего «сжимающий»;
- в так называемых **объемных компрессорах** отдельные порции газа повышают свое давление за счет сжатия - уменьшения объема замкнутой полости, в которую они помещены;
- термин «сжатие» короче, чем «повышение давления», что имеет немаловажное значение для технического языка.

Содержащееся в определении компрессора указание на то, что назначением компрессоров является не только повышение давления, но и перемещение газов, действительно необходимо. Перемещение газов – основная задача одного из видов компрессоров – вентиляторов. Создаваемое при их работе повышение давления или очень невелико, или практически отсутствует вовсе (вентиляторы для обдува открытых теплообменников, открытые комнатные вентиляторы). У других типов компрессоров совершаемая работа расходуется как на повышение давления, так и на перемещение из области низкого в область высокого давления.

Принадлежность компрессоров к энергетическим машинам определяется тем, что сущностью их рабочего процесса является передача совершаемой двигателем механической работы газу. За счет работы двигателя осуществляется процесс сжатия и перемещения, а также преодолевается сопротивление движению газа в компрессоре и трение в его механических частях. Потенциальная энергия давления и кинетическая энергия движения газа могут быть увеличены только за счет работы, совершаемой двигателем.

**Турбокомпрессор (ТК)** – компрессор, рабочий процесс которого осуществляется за счет силового взаимодействия потока газа с вращающимися и неподвижными **лопастями** – лопатками ротора и статора турбокомпрессора. По принципу действия турбокомпрессоры противоположны паровым и газовым турбинам, которые являются энергетическими машинами-двигателями. Основные физические явления, которые сопровождают рабочие процессы турбокомпрессоров и соответствующих машин-двигателей, одинаковы. Идентичны и уравнения, их описывающие. Однако различие в направлении рабочего процесса и в параметрах рабочего тела, присутствие специфических физических явлений делает различными конструкцию, методы проектирования и расчета этих машин.

## 1.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Принцип действия пояснен на примере простейшего **осевого компрессора (ОК)**, схема которого показана на рис. 1.2.1. Он состоит из корпуса (статора) 1 и ротора 2, приводимого во вращение через муфту 3 непосредственно, или через повышающую обороты зубчатую передачу (мультипликатор), электродвигателем, паровой или газовой турбиной.

Внутренняя поверхность корпуса и поверхность ротора образуют внутреннюю полость компрессора, омываемую сжимаемым газом – **проточную часть**.

Плоскость, проходящая через ось ротора – это **меридиональная плоскость**. У осевого компрессора сжимаемый газ – **рабочее тело** – движется в меридиональной плоскости примерно в направлении оси ротора.

Воображаемыми поверхностями, так называемыми **контрольными сечениями** Н, 1, 2, 3, 4, К (в данном случае это плоские поверхности за исключением конической поверхности 4), проточная часть делится на отдельные **элементы проточной части**. Основной элемент проточной части – это **рабочее колесо (РК)** – совокупность лопастей специальной аэродинамической формы – **лопаток**, равномерно расположенных по окружности ротора между сечениями 1 и 2. На рисунке условно показаны только три лопатки: две в плоскости чертежа, и одна в перпендикулярной ей. В действительности число лопаток рабочего колеса измеряется десятками.

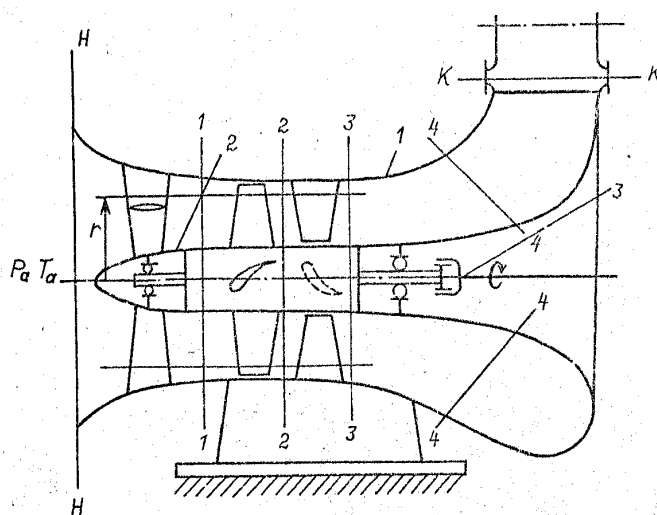


Рис. 1.2.1. Схема осевого компрессора с одной ступенью.

Если в проточной части провести воображаемую цилиндрическую поверхность произвольного радиуса  $r$ , то частицы газа, находящиеся на этой поверхности в начале проточной части, будут оставаться весьма близкими к этой поверхности при прохождении между лопатками, т.е. эту поверхность можно приближенно принять за поверхность тока. Пересечение **цилиндрической поверхности тока** с поверхностью лопатки образует **профиль лопатки**. Совокупность профилей всех лопаток на одной поверхности тока – это **элементарная кольцевая лопаточная решетка**, показанная на рис. 1.2.2.

Теоретические соображения и опыт показывают, что характер взаимодействия потока с лопатками на цилиндрической поверхности тока

такой же, как в плоскости, на которую развернута кольцевая решетка. Такая развертка образует **элементарную прямую решетку** (рис. 1.2.2), в которой бесконечный ряд лопаток расположен друг от друга на расстоянии **шага решетки**  $t = 2\pi r/z$ , где  $r$  – радиус цилиндрической поверхности тока, а  $z$  – число лопаток колеса. Профили лопаток имеют удобообтекаемую аэродинамическую форму. Качественный и количественный характер их взаимодействия с потоком зависит от направления лопаток на входе и выходе, т.е. от **угла входа  $\beta_{л1}$  и выхода  $\beta_{л2}$** . Это углы между касательными к средней линии профиля и передним и задним **фронтами решетки** (это линии, которые соединяют **входную и выходную кромки** лопаток).

В плоскости чертежа решетка колеса перемещается с **линейной скоростью  $u$** , равной **окружной скорости** движения лопаток  $u = \omega \times r$  на цилиндрической поверхности тока – рис. 1.2.3.

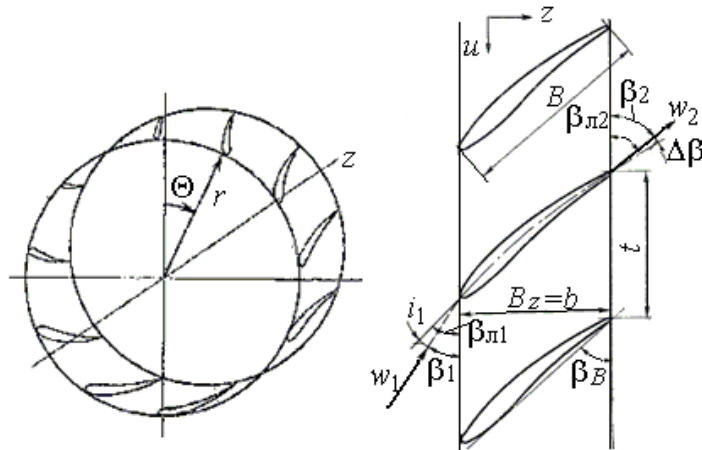


Рис. 1.2.2. Элементарная кольцевая и прямая лопаточные решётки рабочего колеса осевого компрессора

Представим, что в начальный момент времени ротор не вращается:  $\omega = 0$ . Тогда вся проточная часть с учетом межлопаточного пространства заполнена неподвижным газом. Давление газа во всех точках одинаково и в данном случае равно атмосферному давлению  $p_a$ . При включении двигателя лопатки начнут перемещаться. При этом на **передней поверхности** лопаток, обращенной в сторону движения, возникнет повышенное давление, которое создадут силы инерции частиц (элементарно малых объемов) газа на



поверхности лопатки, выводимых из состояния покоя перемещающейся лопаткой.

Если бы частицы, находящиеся на противоположной, **задней поверхности** лопатки, не последовали за ней в момент начала движения ротора, то здесь образовалась бы зона абсолютного вакуума, чего быть не может. В действительности на задней поверхности возникает пониженное давление. Под действием более высокого давления вдали от задней поверхности частицы газа выходят из состояния покоя и следуют за поверхностью лопаток. Области повышенного и пониженного давления (рис. 1.2.3 а)) условно обозначены знаками плюс и минус.

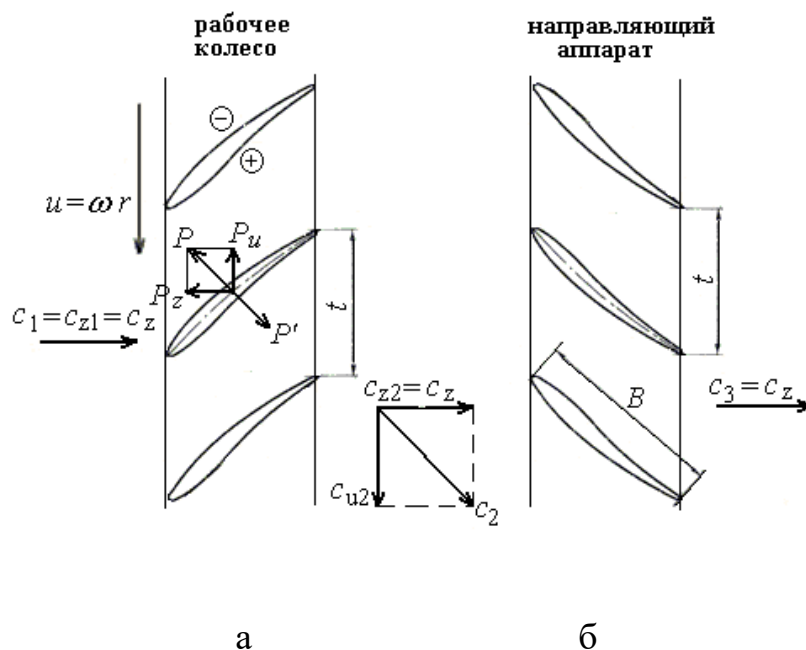


Рис. 1.2.3. Движение газа в элементарной лопаточной решётке (решетке профилей): (а) – рабочего колеса, (б) – направляющего аппарата

Как известно, на газовые частицы действуют две группы внешних сил:

- сила от разности давления на границах частицы,
- сила трения на границах частицы, направленная вдоль поверхности и возникающая при перемещении соседних частиц относительно друг друга.

Силы трения – основной источник возникновения сопротивления движению газа. Преодоление этого сопротивления требует

дополнительных затрат мощности двигателя, т.е. ведёт к потере механической энергии. Однако в суммарном взаимодействии лопаток с газом доля сил вязкости невелика. Если пренебречь силами вязкости, то получаемая интегрированием давлений по всей поверхности лопатки сила  $P$  называется **подъемной силой**, или силой Жуковского (академик Н.Е. Жуковский – «отец русской авиации»). При прочих равных условиях эта сила тем больше, чем больше размер лопатки в направлении, перпендикулярном поверхности тока (высота). Так как у элементарной решетки лопатка высоты не имеет, принято считать подъемную силу действующей на лопатку с высотой, равной единице линейного размера.

В связи с тем, что давление действует по нормали к поверхности профиля, сила  $P$  направлена так, как это показано на рис. 1.2.3 а – приблизительно перпендикулярно к хорде профиля. Подъемная сила может быть разложена на составляющие в направлении скорости  $u$  и перпендикулярном направлении  $z$ , совпадающем с осью ротора.

На ротор действует осевая сила  $P_z \cdot l \cdot z$ , где  $l$  – высота лопаток, а  $z$  – их число. У воздушных винтов самолетов и гребных винтов кораблей это сила тяги, ради которой и осуществляется работа таких устройств. В турбокомпрессорах и турбинах эта сила через **упорный подшипник** передается на статор и воспринимается фундаментом.

Сила  $P_u$  создает относительно оси  $z$  момент, противодействующий его вращению. Этот момент преодолевается двигателем, который при этом развивает мощность  $N_T = M_z \omega = \omega z \int_l P_u r dl$ . Мощность  $N_T$  передается лопатками рабочего колеса газу, в результате чего совершается работа сжатия и перемещения газа.

В соответствии с законом равенства действия и противодействия, лопатки колеса действуют на газ с силой  $P' = -P$ . Газ, находившийся в состоянии покоя до начала движения лопаток, начинает двигаться в направлении действующей на него силы  $P'$ . Таким образом, в сечении 2 газ

приобретает **абсолютную скорость**  $c_2$  (скорость в системе координат, связанной с корпусом компрессора), также имеющую две составляющие: **расходную скорость**  $c_z$  и **закрутку**  $c_u$ .

Через контрольное сечение 2 проходит газ в количестве  $\bar{m} = \rho_2 f_2 c_{z2}$ , где  $\rho_2$  – плотность газа в сечении 2,  $f_2$  – площадь сечения. Массовый расход должен быть одинаковым во всех контрольных сечениях (условие неразрывности потока). Следовательно, в сечении 1 возникает движение в направлении оси  $z$  со скоростью  $c_{z1} = \frac{\bar{m}}{\rho_1 f_1} = \frac{\rho_2 f_2}{\rho_1 f_1} c_{z2}$ . У рабочих колес осевых компрессоров произведение  $\rho \times f$  в сечениях перед, и за лопатками примерно одинаково и ради упрощения анализа принимается условие  $c_{z1} = c_{z2} = c_z$ . В сечении 1 движение газа возникает под действием разрежения, создаваемого лопатками колеса, отбрасывающими газ в направлении  $z$  и  $u$ . Давление  $p_1$  становится меньше давления перед компрессором, в данном случае меньше атмосферного давления  $p_a$ . Под действием разности давлений  $p_a - p_1$  осуществляется процесс непрерывного подвода газа к рабочему колесу через входной патрубок.

В компрессоре, показанном на рис. 1.2.1, разность давлений заставляет газ двигаться в осевом направлении, т.е.  $c_1 = c_{z1} = c_z$  и перед рабочим колесом газ закрутки не имеет. Очевидно, что при прохождении через рабочее колесо скорость газа увеличивается, так как на выходе из рабочего колеса газ приобретает закрутку  $c_{u2}$ . При  $c_1 = c_z$  и  $c_2 = \sqrt{c_z^2 + c_u^2}$ , кинетическая энергия единицы массы газа в колесе возрастает:  $0,5(c_2^2 - c_1^2) = 0,5c_{u2}^2$ . Отметим, что на рис. 1.2.3 показаны лопаточные решетки, при которых на входе в РК газ имеет положительную закрутку, т.е.  $\vec{c}_1 = \vec{c}_{z1} + \vec{c}_{u1}$ . Это характерно для многих типов осевых компрессоров. В этом случае лопатки колеса увеличивают закрутку:  $c_{u2} \succ c_{u1}$ , за счет чего осуществляется рабочий процесс.

На ускорение потока в колесе тратится часть мощности двигателя  $N_T$ , в большинстве случаев весьма значительная. Другая часть идет на повышение давления и преодоление сопротивления движению газа в колесе. Отметим, что повышение давления в компрессоре может происходить только тогда, когда в конечном сечении  $K$  сопротивление сети создает некоторое противодействие  $\Delta p = p_k - p_a$ . Если бы выходной патрубок не был соединен с сетью, а связывал проточную часть с атмосферой, то при  $\Delta p = 0$

вся мощность двигателя затрачивалась бы на разгон газа и преодоление сопротивления движению газа в проточной части.

При обычных условиях эксплуатации давление в обслуживаемой компрессором системе (**сети**) больше давления на входе в компрессор:  $p_k \succ p_a$ . Поэтому за рабочим колесом устанавливается некоторое давление  $p_2 \succ p_a \succ p_1$ . Перемещение газа из области меньшего давления  $p_1$  в область большего  $p_2$  с одновременным его сжатием осуществляется в результате действия силы  $P'$  на газ со стороны лопаток.

Рабочее колесо является основным, обязательным элементом турбокомпрессора. Оно передает газу механическую работу от двигателя, и тогда создается непрерывный поток газа, в котором давление газа возрастает. Избыточная же кинетическая энергия, полученная газом в колесе, равна  $0,5(c_{u2}^2 - c_{u1}^2)$  и является неизбежным следствием работы колеса, но сама по себе не нужна. Для перемещения газа из области низкого давления  $p_1$ , в область высокого давления  $p_2$  и далее по проточной части достаточна расходная скорость  $c_z$ .

Известно, что кинетическая энергия газа переходит в энергию давления, если скорость снижается в каналах специальной формы – диффузорах. У рассматриваемой ступени диффузоры образованы поверхностями неподвижных лопаток **направляющего аппарата (НА)** (сечения 2, 3 на рис. 1.2.1, рис. 1.2.3 б).

Лопатки направляющего аппарата изогнуты таким образом, что входящий в межлопаточные каналы со скоростью  $c_2$  поток отклоняется к осевому направлению, его закрутка уменьшается, и на выходе скорость  $c_3$  становится равной скорости  $c_1$ , а давление возрастает:  $p_3 \succ p_2$ . Так как в сечениях 1 и 3 скорости  $c_1 = c_3$  равны, то на выходе из ступени кинетическая энергия потока такая же, как на входе в ступень. Благодаря направляющему аппарату поток выходит из ступени не только с той же величиной скорости, но и с тем же направлением, как на входе. Это позволяет в случае необходимости поставить вслед за первой ступенью вторую, третью и т.д. ступени.

У современных осевых компрессоров число последовательно устанавливаемых ступеней достигает 15 – 25 и более. В результате конечное давление  $p_k$  может превышать начальное  $p_n$  в десять – тридцать (и более)

раз при обычном для одной ступени отношении давлений  $\pi = \frac{P_3}{P_1} \approx 1,15 - 1,35$

**Выходное устройство (ВУ)** (сечения 3 – К) отводит газ от ступени (от последней ступени в случае многоступенчатого компрессора) к трубопроводу сети. Скорость в трубопроводе не может быть большой, иначе по пути к потребителю будет потеряна большая часть давления. Поэтому выходное устройство состоит из осесимметричного кольцевого диффузора (сечение 3 – коническое сечение 4) и патрубка (сечения 4 – К), собирающего газ по окружности выхода из диффузора и направляющего его в нагнетательный трубопровод.

Итак, проточная часть осевого компрессора состоит из следующих элементов (рис. 1.2.1):

- конфузорного **входного патрубка** (сечения Н – 1), в который газ засасывается и где он разгоняется до скорости  $c_1$ , благодаря разрежению, создаваемому рабочим колесом;
- одной или нескольких **ступеней** (сечения 1 – 3), состоящих из **рабочего колеса и направляющего аппарата**;
- **выходного диффузора** (сечения 3 – 4);
- **выходного патрубка** (сечения 4 – К).

На рис. 1.2.4 показана схема одноступенчатого **центробежного компрессора (ЦК)**, который по принципу действия не отличается от осевого компрессора. Лопатки 1 рабочего колеса расположены не на цилиндрической поверхности ротора, как у осевого, а на радиальной поверхности основного диска 2 рабочего колеса. Высота лопаток меньше, чем у осевого компрессора, поэтому протечки через зазор между неподвижным корпусом и открытыми торцами лопаток, как у ОК, были бы слишком велики. Поэтому торцы лопаток закрыты покрывающим диском 3. Лопатки 1 и диски 2 и 3 образуют центробежное рабочее колесо **закрытого типа**. Иногда покрывающий диск отсутствует, тогда колесо называют **полуоткрытым**.

При вращении колеса его лопатки закручивают поток, т.е. придают ему окружную составляющую скорости  $c_u$  и перемещают газ в направлении от оси машины к периферии со скоростью  $c_r$ , чем объясняется название машины – центробежный компрессор. При движении газа через межлопаточные каналы колеса и потом через неподвижные лопатки следующего элемента ступени, **лопаточного диффузора 4 (ЛД)**, за поверхности тока можно приближенно принять радиальные плоскости. На

рис. 1.2.4 б показано сечение центробежной ступени радиальной плоскостью. Пересечение этой плоскости с лопатками колеса и лопаточного диффузора образует соответствующие элементарные **круговые решетки**, форма которых ясна из рис. 1.2.4 б.

Характер взаимодействия лопаток колеса с потоком такой же, как у осевого компрессора. Аэродинамическая сила  $P$  создает на лопатках колеса момент, для преодоления которого необходим приводной двигатель. Сила  $P'$ , действующая на газ со стороны лопаток, заставляет газ двигаться со скоростью  $c$  в направлениях  $u$  и  $r$ . Составляющая скорости  $c_u$  – «закрутка», составляющая  $c_r$  – расходная скорость. Возникающее перед лопатками разрежение заставляет газ непрерывно двигаться к колесу, сначала в осевом направлении, а потом – в радиальном (рис. 1.2.4 а). Лопатки диффузора 4 сделаны так, что скорость на его выходе  $c_4$  меньше, чем  $c_2$ , как за счет радиальной, так и за счёт окружной составляющей. Выходное устройство – **улитка 5** – собирает газ по окружности лопаточного диффузора 4 и выводит его из проточной части. Скорость  $c_k < c_4$ , т.е. улитка – это дополнительный диффузор.

Показанная на рис. 1.2.4 схема соответствует одноступенчатому компрессору. Если для получения большого конечного давления требуется последовательное сжатие в нескольких ступенях, вместо улитки применяют **обратно-направляющий аппарат (ОНА)**. Форма этого элемента ясна из рис. 1.2.5, где показана схема двухступенчатого центробежного компрессора. В случае необходимости на одном валу можно разместить до 6 – 8 ступеней и сжимать газ в нескольких последовательно расположенных корпусах сжатия, что позволяет получить отношение давлений до нескольких десятков.

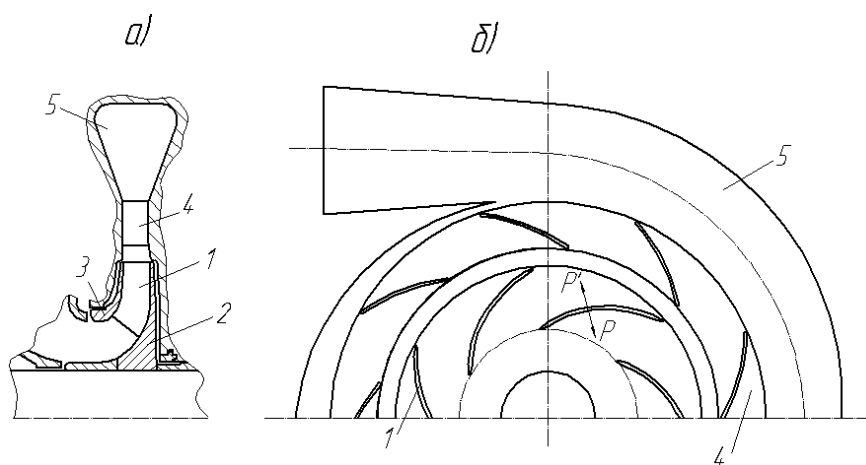


Рис.1.2.4. Схема одноступенчатого центробежного компрессора

(а) – меридиональная плоскость, (б) – радиальная плоскость

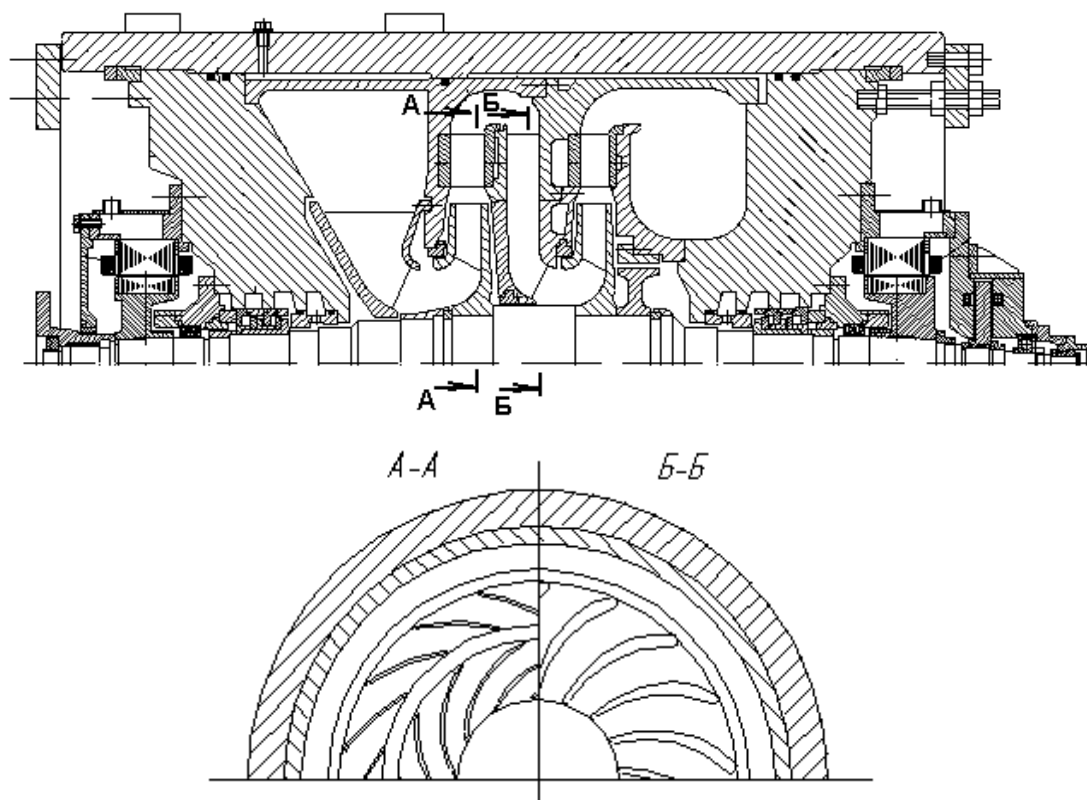


Рис. 1.2.5. Двухступенчатый центробежный компрессор высокого давления.

В основном элементе центробежной ступени – рабочем колесе – в меридиональной плоскости газ движется от центра к периферии. Более общее и реже применяемое название – **радиальный компрессор**. Дело в том, что иногда требуется осуществлять процесс сжатия при обратном направлении движения газа в РК – от периферии к центру. Это неэффективно с позиций организации рабочего процесса, но может быть целесообразно по конструктивным соображениям у некоторых нетипичных компрессоров. Строго говоря, под термин «радиальный компрессор» подпадают и центробежный и **центростремительный** компрессоры.

Принцип действия и назначение основных элементов проточной части центробежных компрессоров аналогично рассмотренным выше на примере

одноступенчатого ОК, хотя форма и конструктивное оформление разные. Элементом, которого нет в проточной части ОК, является ОНА для подвода газа к РК последующей ступени из диффузора предыдущей.

### 1.3. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПРЕССОРОВ

Турбокомпрессоры применяются во всех базовых отраслях промышленности, энергетике, транспорте. Основные применения перечислены ниже:

– **цикловые компрессоры газотурбинных двигателей**, подающие воздух в камеру сгорания. Потребляемая мощность значительно превышает мощность на валу газотурбинной установки и у крупных двигателей измеряется десятками и сотнями тысяч киловатт. Массовый расход в зависимости от мощности ГТД может достигать нескольких сотен кг/с при отношении давлений до двух – трех десятков в зависимости от типа и схемы ГТУ. У ГТУ большой мощности применяются исключительно осевые компрессоры, у ГТУ меньшей мощности могут применяться одно – двухступенчатые центробежные или многоступенчатые осевые компрессоры с центробежной ступенью на выходе. Традиционная область обширного применения ГТД – это двигатели летательных аппаратов, а в нашей стране также приводные двигатели центробежных компрессоров газовой промышленности. Сейчас производство электроэнергии переориентируется на высокоэкономичные парогазовые установки с ГТД в качестве основного источника механической энергии;

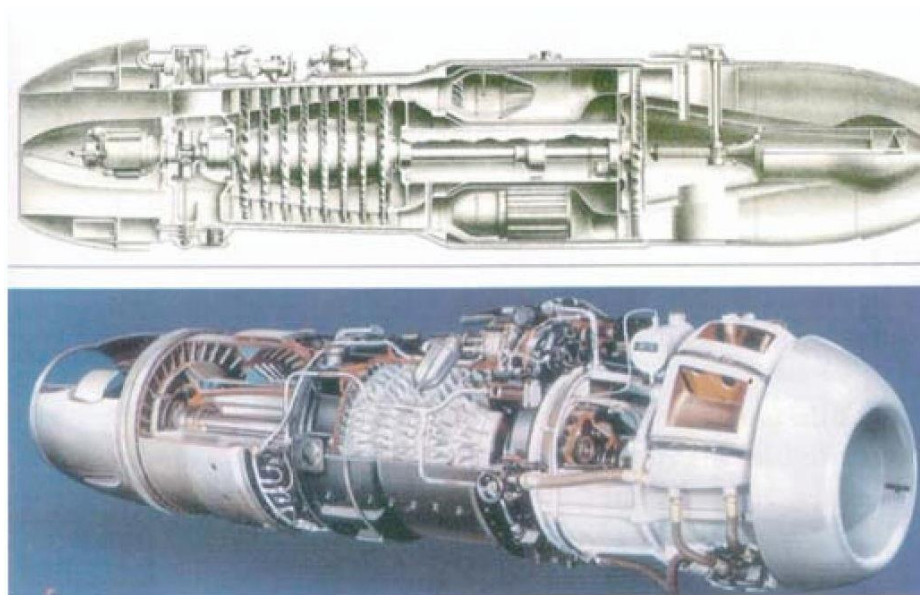




Рис.1.3.1. Первые реактивные двигатели боевых самолетов с осевыми компрессорами (1940-е гг. Германия).

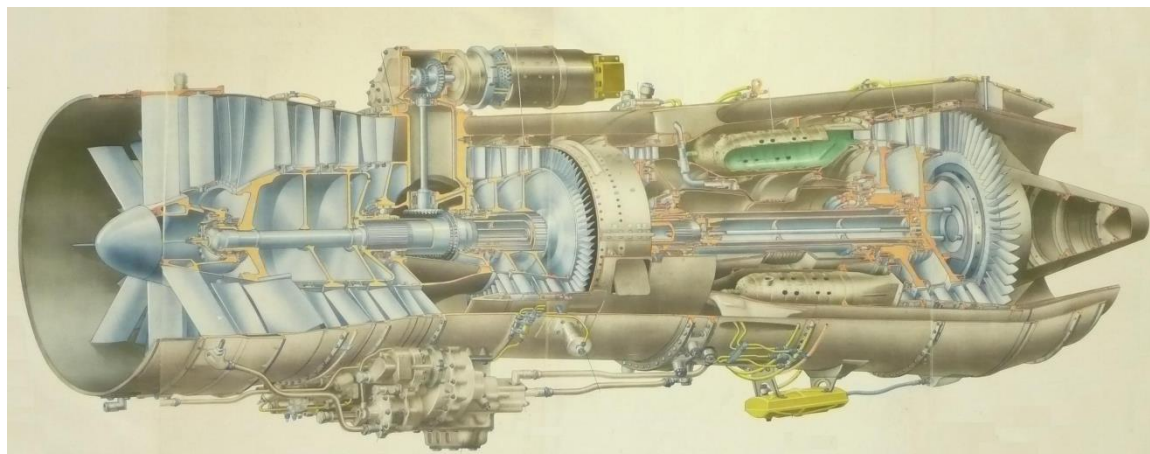


Рис. 1.3.2. Современный двухконтурный турбореактивный двигатель с двухкаскадным (два соосных ротора с разной скоростью вращения) осевым компрессором

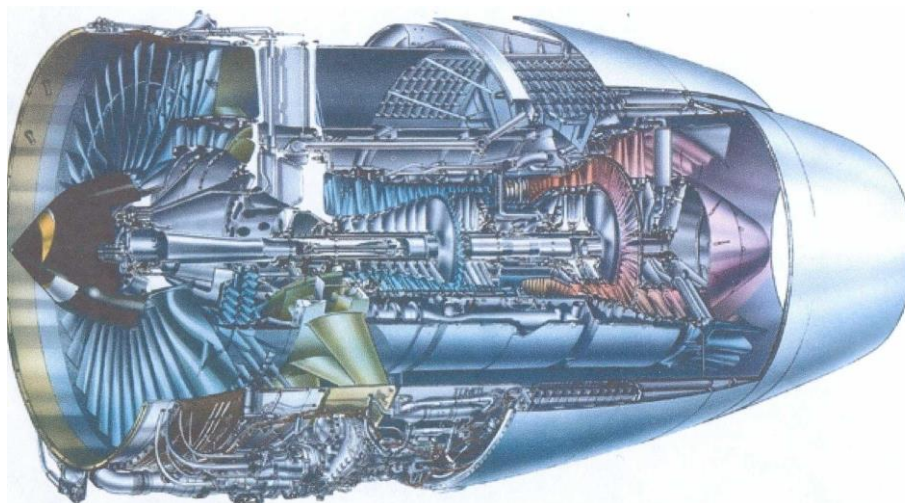


Рис. 1.3.3. Двухконтурный турбореактивный двигатель пассажирского лайнера с турбовентилятором, создающим основную тягу двигателя, и осевым компрессором

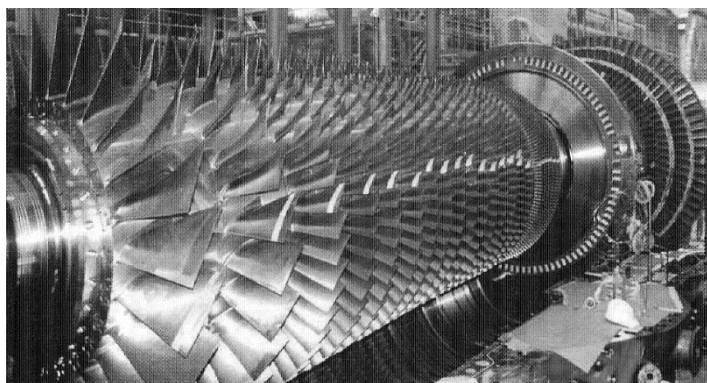


Рис. 1.3.4. Ротор современной энергетической ГТУ  
мощностью 280 мегаватт

– турбонаддув двигателей внутреннего сгорания. Выхлопные газы ДВС приводят в действие турбину, вращающую одноступенчатый центробежный компрессор, сидящий с ней на одном валу.

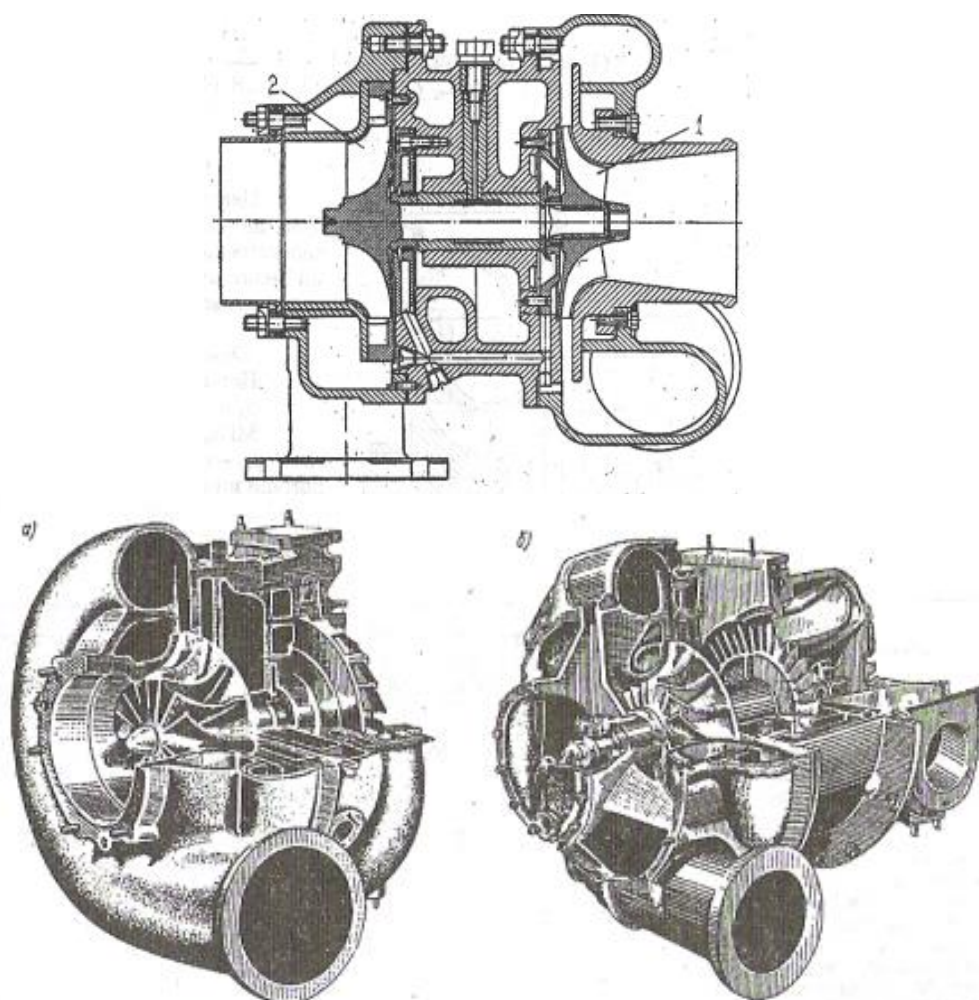


Рис. 1.3.5. Вверху – продольный разрез агрегата турбонаддува двигателя внутреннего сгорания типа ТКР (радиальная турбина, вращающаяся выхлопными газами двигателя – слева)  
Внизу – внешний вид агрегатов турбонаддува с радиальной и осевой турбинами.

Турбокомпрессор увеличивает массу воздуха в цилиндрах, что позволяет сжигать больше топлива и увеличивает литровую мощность двигателя. Применение турбонаддува способствует увеличению КПД. Особенно эффективно применение турбонаддува у дизельных двигателей. Турбонаддув применяется также у бензиновых двигателей современных легковых автомобилей. Отношение давлений в зависимости от типа двигателя может быть в пределах от 1,25 до 3,5. Массовый расход определяется теоретически необходимым количеством воздуха для сжигания одного килограмма топлива (примерно 15 кг воздуха) и коэффициентом избытка воздуха, который может быть очень большим у дизельных двигателей. У сравнительно небольших двигателей легковых автомобилей массовый расход центробежного компрессора измеряется малыми долями килограмма в секунду, при этом диаметр рабочих колес может быть порядка 50 мм. Для получения необходимой окружной скорости число оборотов измеряется десятками тысяч в минуту. Наоборот, у крупных судовых дизелей центробежные компрессоры турбонаддува должны обеспечивать расход, измеряемый многими кг/с и имеют большие размеры;

– **тягодутьевые машины** обеспечивают подачу необходимого количества воздуха в топку паровых котлов паровых турбин, и удаление продуктов сгорания. Это очень крупные по размерам осевые или центробежные машины с мощностью, измеряемой тысячами киловатт, и небольшим отношением давлений порядка 1,1 – 1,2. Турбокомпрессоры судовых парогенераторов создают в них давление до давления 3,5 бар с последующим расширением топочных газов в турбине, вращающей компрессор. Такая схема так же эффективно форсирует парогенератор, подобно тому, как это делают агрегаты наддува ДВС;

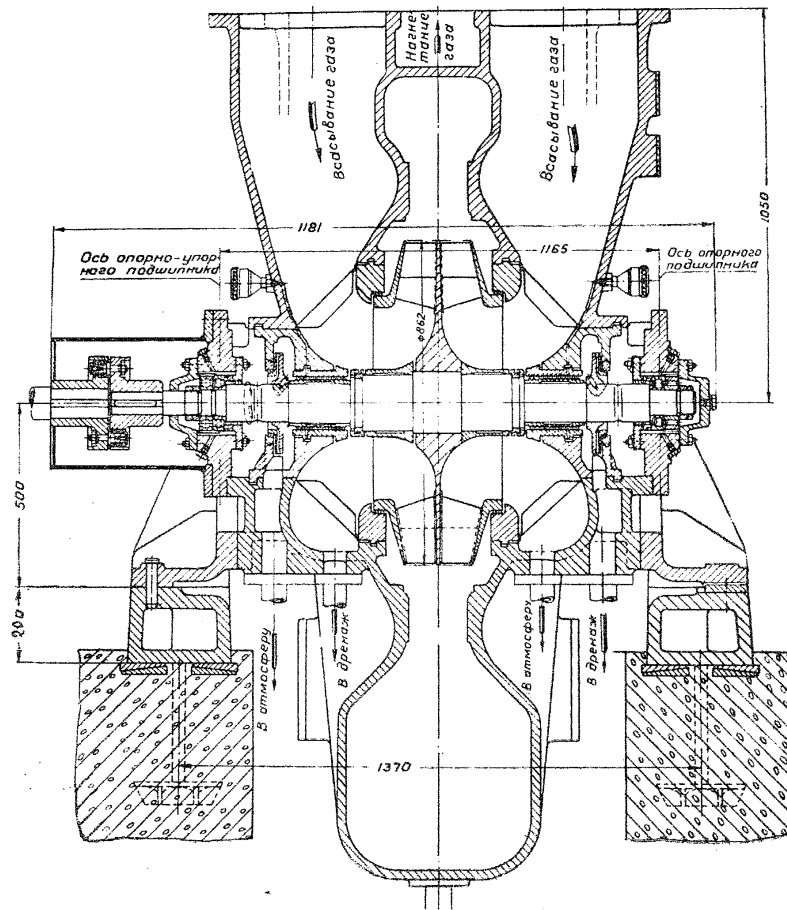


Рис. 1.3.6 а. Типичный центробежный компрессор с небольшим повышением давления. Может применяться как тягодутьевой компрессор (при больших размерах корпус сварной), в производстве цемента и пр.

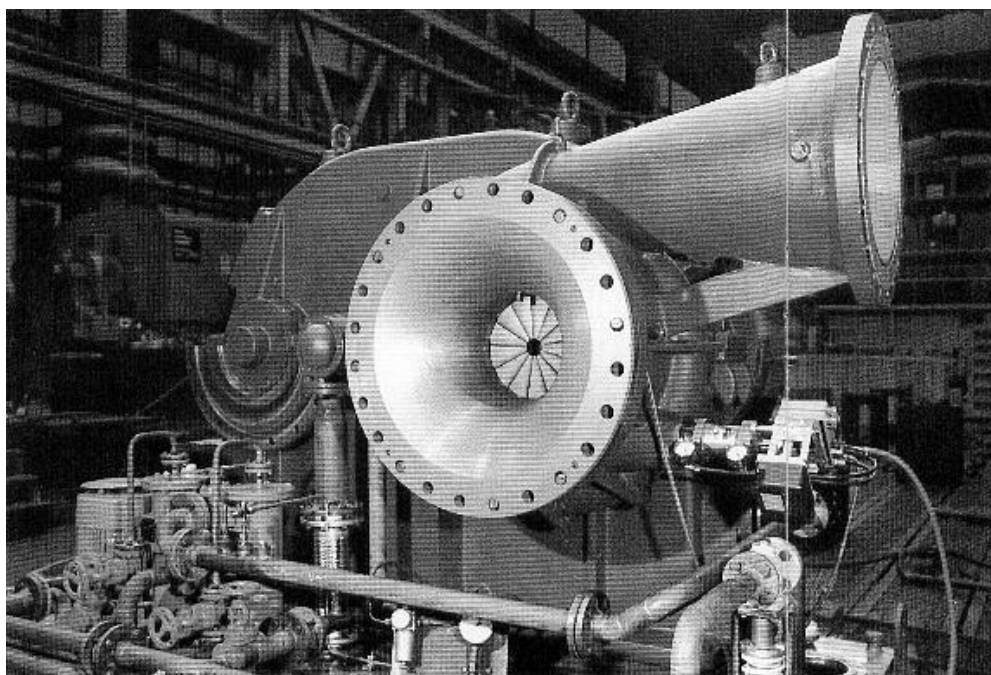


Рис. 1.3.6 б. Одноступенчатый центробежного нагнетатель, совмещенный с повышающей зубчатой передачей и регулируемым входным направляющим аппаратом



Рис. 1.3.7. Агрегат наддува судового парогенератора с осевым компрессором ОАО «Киров – Энергомаш»

(так же для антиобледенительных систем ледоколов, и пр.)

– **вентиляторы** – осевые или центробежные компрессоры, работающие на атмосферном воздухе и практически не сжимающие его. Их задача обеспечивать перемещение определенной массы воздуха практически без изменения давления.

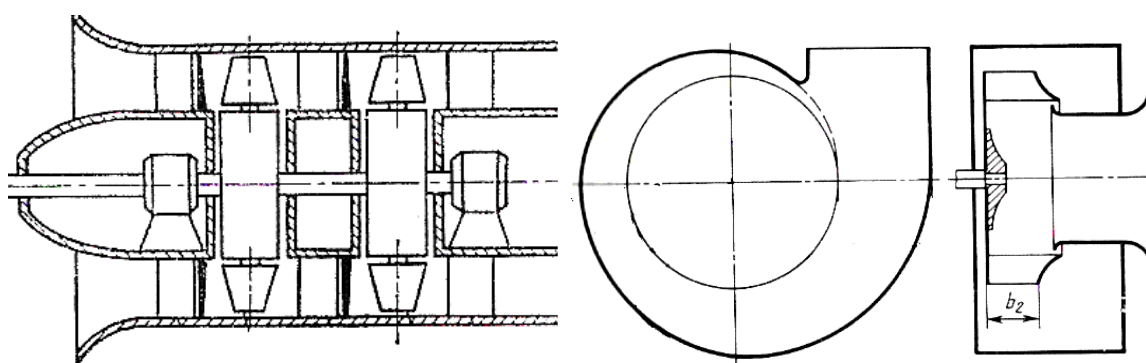


Рис. 1.3.8. Схема двухступенчатого промышленного осевого вентилятора и одноступенчатого центробежного вентилятора (справа)

Хорошо известны бытовые вентиляторы, вентиляторы для проветривания промышленных помещений и общественных зданий. Аналогичные более крупные машины применяются для проветривания помещений и тоннелей метро и шахт. Вентиляторы применяются также для интенсификации теплообмена – обдув радиаторов систем охлаждения ДВС, охлаждение ЭВМ и т.п. Размеры и мощность вентиляторов лежат в очень широких пределах. Характерным является небольшая окружная скорость (обычно менее ста метров в секунду) и упрощенная конструкция машин. Общая потребляемая вентиляторами мощность очень велика;

– **обслуживание пневматических систем.** Современные предприятия металлообработки, металлургии и др. до 40% потребляемой мощности используют в виде энергии сжатого воздуха. Разветвленная система трубопроводов подводит сжатый воздух к рабочим местам, где он используется в различных пневматических двигателях, штампах, прессах,

приспособлениях ручных инструментов, автоматических линиях. Обслуживающие пневматические системы центробежные компрессоры обычно имеют отношение давлений в пределах от 8 до 12 и в зависимости от размеров системы имеют объемный расход от 30 до 500 кубических метров в минуту. Пневматическую систему обслуживают несколько параллельно работающих и резервных центробежных компрессоров;

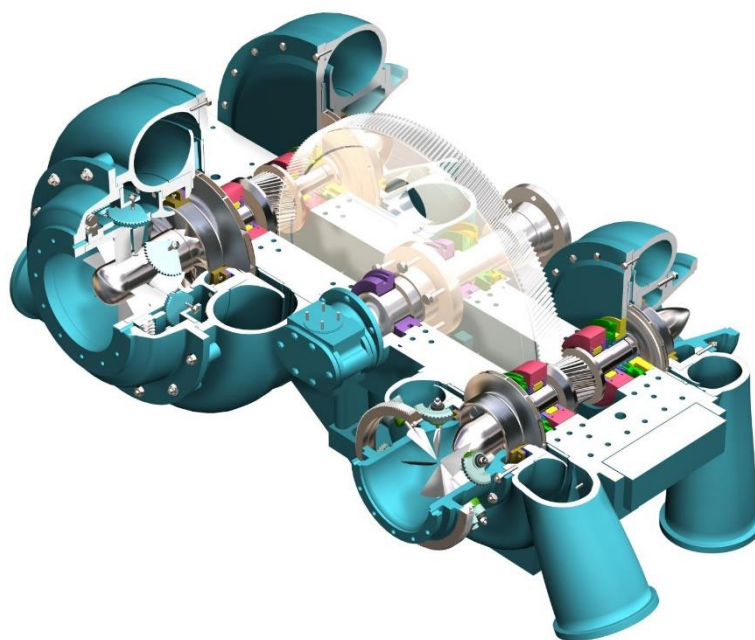


Рис. 1.3.9 а. Двухвальный четырехступенчатый центробежный компрессор ОАО «Дальэнергомаш» для подачи воздуха в пневматические системы (корпуса ступеней и верхняя крышка корпуса повышающей зубчатой передачи сняты для наглядности)

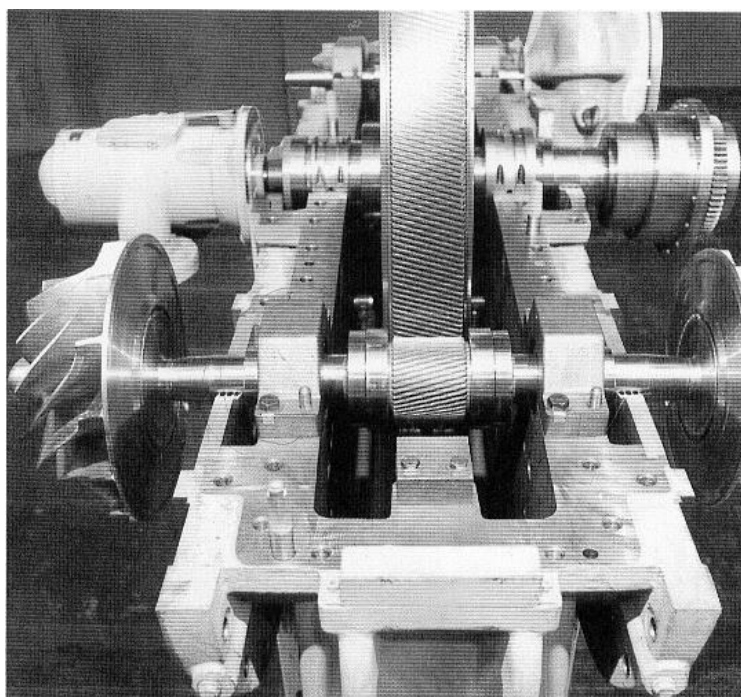


Рис. 1.3.9 б. Вид на быстроходный и тихоходный роторы многовального центробежного компрессора (корпуса ступеней и верхняя крышка корпуса повышающей зубчатой передачи сняты)

– **производство чугуна.** Для выплавки чугуна в доменную печь подается атмосферный воздух, обогащенный кислородом.

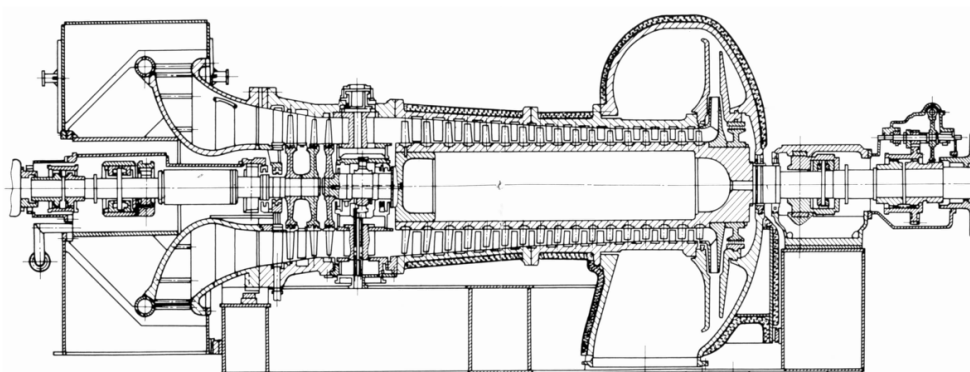


Рис. 1.3.10. Двухкаскадный доменный осевой компрессор с встречным вращением валов мощностью 30 мВт («Невский завод»)

Для этой цели используются осевые, а иногда, центробежные компрессоры с отношением давлений порядка 3,4 – 5,5. Объемная производительность определяется размерами доменной печи и лежит в



пределах 1500 – 7200 кубических метров в минуту. У крупных машин потребляемая мощность достигает 30 тысяч киловатт;

– **производство стали.** В настоящее время производство стали осуществляется, в основном, конверторным способом. Расплавленный чугун заливается в огнеупорную емкость – конвертор, через сопла в дне конвертора подается кислород под давлением, способным преодолеть гидростатическое давление столба жидкого чугуна. Кислород выжигает избыток углерода, превращая чугун в сталь. Подача кислорода осуществляется центробежными компрессорами с конечным давлением порядка 4 МПа и мощностью порядка 2000 кВт;

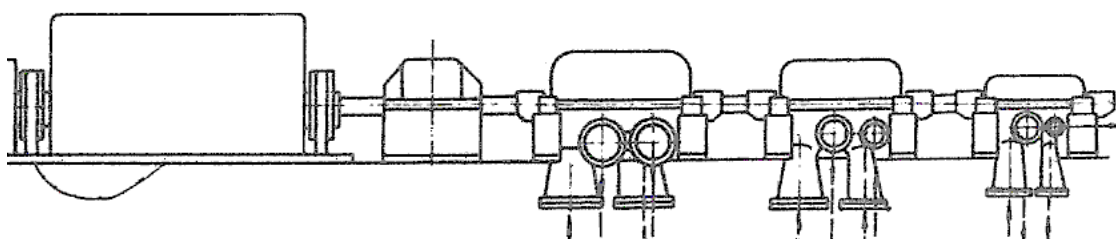


Рис. 1.3.11. Компоновка кислородного центробежного компрессора ЦЦК-500 для производства стали (НИИТК – ККЗ). Производительность 500 м<sup>3</sup>/мин, конечное давление 4,0 МПа, три корпуса, пять промежуточных охлаждений

– **производство удобрений.** Наиболее крупнотоннажным из химических производств является производство азотных удобрений на основе аммиака (соединение азота и водорода). Источником водорода является природный газ, коксовый газ, а азот берется из атмосферного воздуха. В производстве применяются различные компрессоры, среди которых можно выделить центробежные компрессоры для сжатия атмосферного воздуха с отношением давлений порядка 35 и мощностью 10000 кВт и компрессоры азотоводородной смеси с конечным давлением 32 МПа;

– **химия и нефтехимия.** Переработка нефти с получением высокосортных топлив и масел, получение разнообразных синтетических материалов основано на реакциях газообразных веществ под большим давлением. В этих производствах используется большое количество

центробежных компрессоров различного назначения и различных параметров.

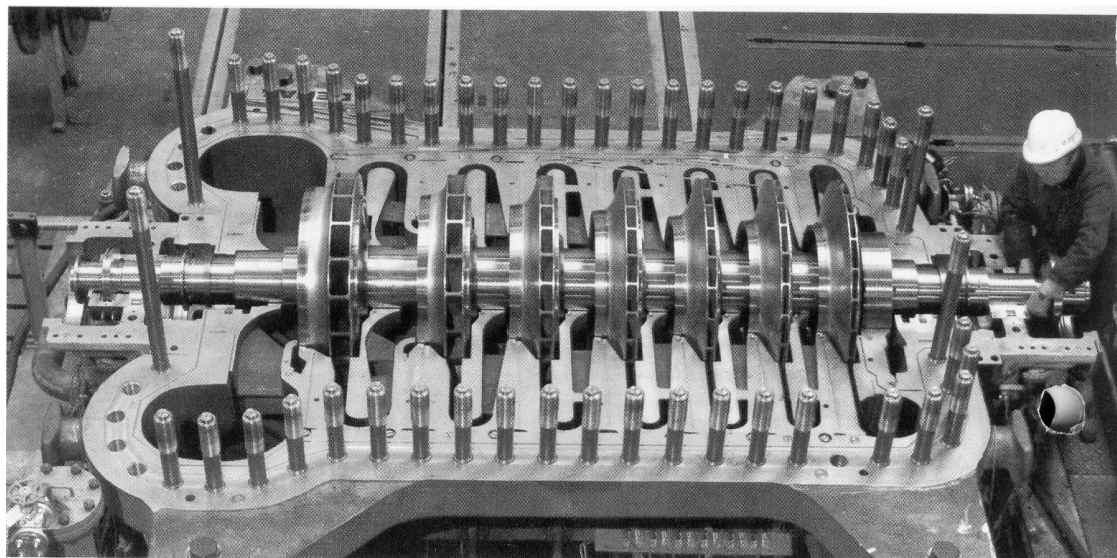


Рис. 1.3.12. Семиступенчатый одновальный центробежный компрессор для одного из химических производств (верхняя часть корпуса снята)

– **холодильная техника.** Получение умеренного холода в системах кондиционирования, замораживание продуктов и т.п. основано на парокомпрессионном цикле. Специальные газы – хладагенты сжимаются в центробежном компрессоре, охлаждаются в теплообменнике – конденсаторе, переходя в жидкую фазу. При прохождении через дроссельный клапан снижение давления приводит к переходу хладагента в парообразное состояние. При этом температура понижается до нужного предела за счет теплоты парообразования. Центробежные компрессоры парокомпрессионных холодильных установок могут иметь мощность до 4-5 тысяч киловатт, развивая в замкнутой системе циркуляции хладагента отношение давлений около 10 - 15. Для глубокого охлаждения может быть выгоден воздушный цикл, применяемый в описанных выше установках разделения воздуха. В отечественных установках глубокого охлаждения применяются осевые компрессоры относительно небольшой мощности.

Центробежные компрессоры крупных холодильных установок конструктивно близки к другим промышленным компрессорам. На рис. 1.3.13 а показан двухкорпусный центробежный компрессор холодильной установки. На заднем плане виден корпус повышающей зубчатой передачи (мультипликатор). Существенной проблемой холодильных турбокомпрессоров является обеспечение герметичности уплотнений, так как

хладагенты очень текучи и представляют опасность для озонового слоя. На рис. 1.3.13 б приведен пример компактного герметичного холодильного ЦК предельно малой хладопроизводительности, равной 32 кВт. Встроенный высокочастотный электродвигатель обеспечивает скорость вращения 45 000 об/мин, газодинамические подшипники не требуют смазки;



Рис. 1.3.13 а. Фреоновый холодильных агрегат АЦ44.2-2-5

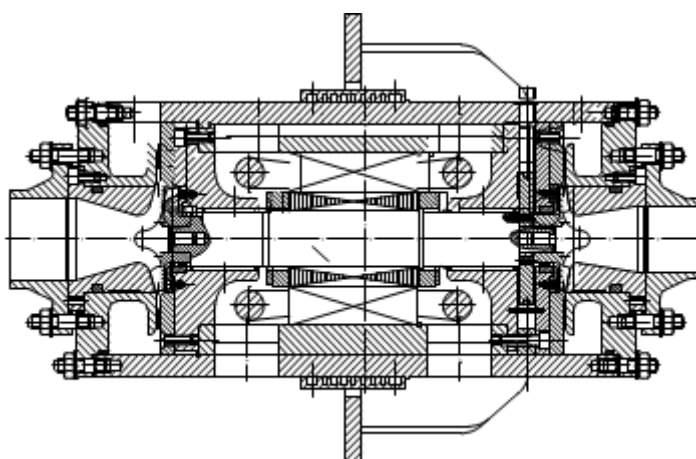


Рис. 1.3.13 б. Двухступенчатый холодильный центробежный компрессор со встроенным электродвигателем и газодинамическими подшипниками (ВНИИХолодмашхолдинг, г. Москва)

– **блоки разделения воздуха.** Атмосферный воздух сжимается осевыми или центробежными компрессорами и пропускается через турбину – детандер, в которой давление снижается, а температура становится значительно меньше начальной. При достижении температуры ожижения азота воздух разделяется на газообразный кислород и жидкий азот. Основной потребитель кислорода – названные выше металлургические производства. Кроме того, кислород и азот находят разнообразные промышленные применения. Отношение давлений компрессоров от 6 до 30, мощность от 360 до 2400 кВт;

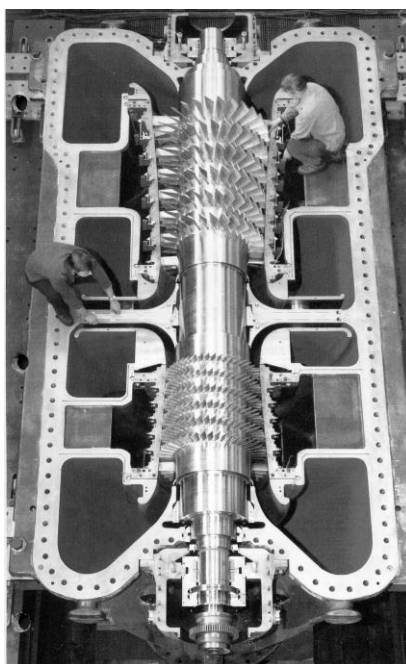


Рис. 1.3.14. Двухсекционный осевой компрессор промышленного назначения (верхняя часть корпуса снята)

– **газовая промышленность** – крупнейший потребитель центробежных компрессоров. **Дожимные компрессоры** с отношением давлений до 1,7 – 3,5 устанавливают непосредственно около скважин, когда давление в пласте сильно падает. Их задача – поддерживать заданное давление в трубопроводе по мере истощения пласта. **Линейные центробежные компрессоры** (так же употребителен термин «нагнетатель») мощностью 6,3, 10, 16 и 25 МВт (50 МВт в перспективе) транспортируют газ по трубопроводам при давлении 5,5 – 7,6 МПа, в ближайшей перспективе 10 и более МПа, при отношении давлений 1,35 – 1,5 (перечислены параметры, типичные для российской

газовой промышленности). Они располагаются на компрессорных станциях вдоль трубопроводов на расстоянии 100 – 120 км друг от друга.

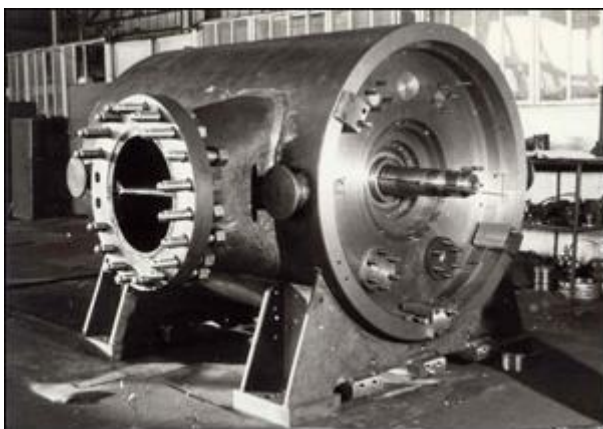


Рис. 1.3.15 а. Корпус нагнетателя газоперекачивающего агрегата в процессе сборки

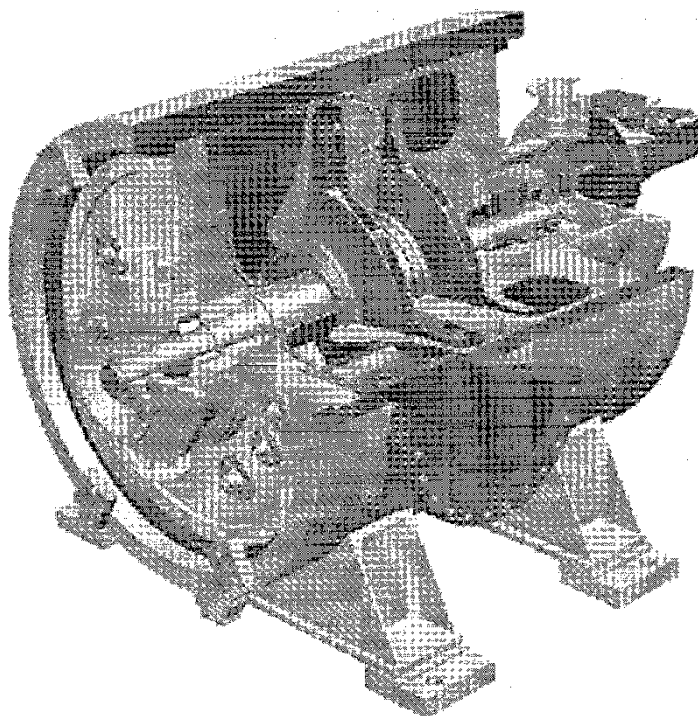


Рис. 1.3.15 б. Линейный двухступенчатый нагнетатель 16 мВт, (НПО «Искра» по г/д проекту кафедры КВХТ СПбГПУ)



Рис. 1.3.16. Нагнетатель типа 108 для подземных хранилищ газа с конечным давлением 12,3 МПа. Сменные проточные части с 5 – 8 ступенями (ОАО «Компрессорный комплекс» по г/д проекту кафедры КВХТ СПбГПУ)

**компрессоры подземных хранилищ газа** (рис. 1.3.15) с конечным давлением до 125 – 150 бар закачивают газ в естественные подземные емкости, расположенные вблизи потребителей газа. Газ накапливается, а затем используется в период максимального потребления – зимой.

Всего организации РАО «Газпром» используют около 4500 газоперекачивающих агрегатов (газотурбинный или электрический привод) со средней мощностью около 10 МВт;

– **добыча нефти.** При добыче нефти с больших глубин, в том числе на морских месторождениях, необходимо принимать меры для увеличения расхода нефти через скважину. Для этой цели попутный нефтяной газ отбирается от нефти, сжимается центробежными компрессорами и закачивается обратно в пласт. Этим поддерживается пластовое давление, а поднимающийся вместе с нефтью попутный газ, уменьшая вязкость и плотность, способствует увеличению выхода нефти из скважины. Необходимое давление, развиваемое компрессором, может достигать 50 – 80 МПа в зависимости от глубины скважины и толщи воды на морских месторождениях.

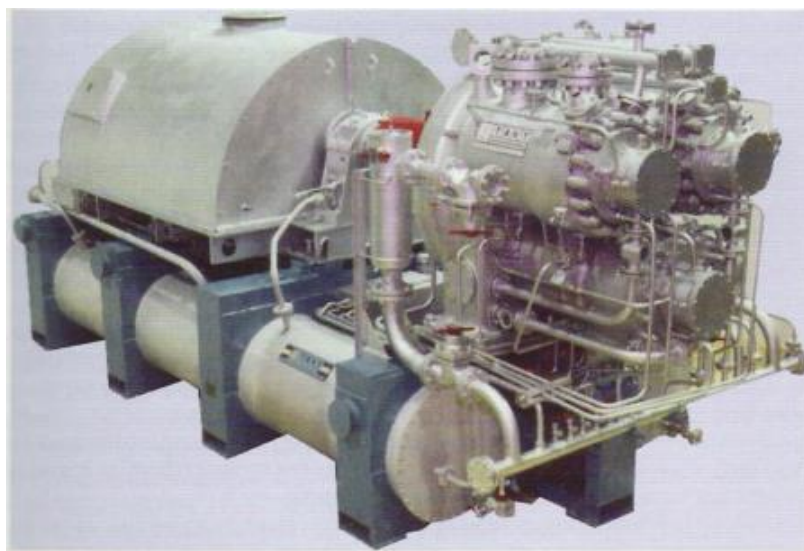


Рис. 1.3.17. Установка с трехвальным многоступенчатым центробежным компрессором для газлифта нефти (НИИТК – ККЗ)

Приведенные выше примеры не исчерпывают всех областей применения турбокомпрессоров. Турбокомпрессоры применяются в космической и оборонной технике, в электронике и т.д. Принцип действия и основы рабочего процесса всех этих машин одинаковы и подробно рассматриваются ниже.

## 2. ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

### 2.1. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБОКОМПРЕССОРЕ. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Мощность приводного двигателя («**эффективная**»)  $N_e$  расходуется на преодоление механических сопротивлений  $N_{мех}$  (трение в подшипниках, а при наличии – в повышающей зубчатой передаче, в контактных или масляных уплотнениях вала), а большая ее часть  $N_i$  («**внутренняя**») передается рабочими колесами ТК сжимаемому газу:

$$N_e = N_i + N_{мех}. \quad (2.1.1)$$

Доля механических потерь определяется **механическим КПД**:

$$\eta_{мех} = N_i / N_e. \quad (2.1.2)$$

При прямом приводе компрессора механические потери имеют место только в подшипниках. В этом случае механический КПД достигает 98 – 99%. Если необходим привод через повышающую зубчатую передачу, это снижает КПД еще на 2 – 3%. В некоторых случаях механические потери могут быть больше, например, в специальных уплотнениях валов центробежных компрессоров, работающих при очень высоких давлениях.

Внутренняя мощность расходуется на собственно работу сжатия и перемещения газа ( $N_p$ ), на изменение его кинетической энергии ( $N_d$ ) и на преодоление сопротивления движению газа в проточной части ( $N_r$ ). Изменением энергии положения газа в поле тяготения принято пренебрегать:

$$N_i = N_p + N_d + N_r. \quad (2.1.3)$$

Деление последнего соотношения на массовый расход компрессора  $\bar{m}$  приводит к **уравнению Бернулли**, которое выражает закон сохранения



механической энергии в виде суммы напоров  $H = N / \bar{m}$  (напор Дж/кг – удельная работа, т.е. отнесенная к единице массы газа).

$$H_i = H_n + H_d + H_r. \quad (2.1.4)$$

Напоры  $H$  есть сумма напоров ступеней  $h$  многоступенчатого компрессора, в которых осуществляется последовательное сжатие:

$$H = \sum_1^z h. \quad (2.1.5)$$

Для отдельной ступени уравнение Бернулли записывают в виде:

$$h_i = h_p + h_d + h_r, \quad (2.1.6)$$

В этом разделе ниже в уравнениях используются обозначения напоров  $h$ , относящиеся к одной ступени. Эти уравнения справедливы и в отношении многоступенчатых компрессоров, т.е. в них могут быть использованы и значения  $H = \sum_1^z h$ .

Рассмотрим входящие в уравнение Бернулли напоры.

**Внутренний напор  $h_i$**  – механическая работа, передаваемая единице массы газа при его прохождении через рабочее колесо.

Основная часть механической работы передается лопатками за счет разности давлений на передней и задней поверхностях. Как показано в п. 1.2, проекция  $P_u$  (н/1 м.) силы давления на единицу высоты лопатки создает на всех лопатках РК момент сопротивления вращению ротора, преодолеваемый двигателем. Соответствующая мощность называется **теоретической мощностью**:

$$N_T = \omega M_z (\partial \mathcal{J} / c, \text{ вт}), \quad M_z = z \int_l r P_u dl (\text{н} \times \text{м}). \quad (2.1.7)$$

Деление теоретической мощности на массовый расход газа **через ступень**  $\bar{m}$  (кг/с) дает величину удельной механической работы – **теоретический напор**  $h_T = \frac{N_T}{\bar{m}}$  (Дж/кг).

Определение теоретического напора с помощью формул (2.1.8) требует расчета распределения статического давления по поверхности лопаток, которое определяет аэродинамическую силу  $\vec{P} = \vec{P}_u + \vec{P}_z$ . Такой способ возможен, но неудобен в инженерных расчетах. При аэродинамическом расчете ТК для определения теоретического напора используется **основное уравнение турбомашин**, которое называют так же по имени его автора **уравнением Эйлера**:

$$h_T = c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1, \quad (2.1.8)$$

где подстрочные индексы 2 и 1 соответствуют параметрам потока на выходе и на входе межлопаточных каналов РК.

Уравнение (2.1.9) справедливо для установившегося течения и является следствием теоремы об изменении момента количества движения. Ее словесная формулировка: **Механическая работа, передаваемая единице массы газа рабочим колесом турбокомпрессора, равна произведению окружной составляющей абсолютной скорости газа на окружную скорость на выходе из межлопаточных каналов, за вычетом такого же произведения на входе в межлопаточные каналы.**

Уравнение Эйлера описывает единственно возможный механизм передачи потоку газа механической энергии, развиваемой двигателем. При этом не имеет значения, создается приращение величины  $c_u \times u$  за счет отклонения потока движущимися лопатками под действием разности давлений на их передней и задней поверхности, или создание закрутки обеспечивается касательными напряжениями на поверхности вращающихся дисков, например, наружными поверхностями дисков у рабочего колеса ЦК. Однако теоретическим напором принято считать ту часть работы, которая передается именно лопатками РК массовому расходу  $\bar{m}$ , проходящему через ступень.

Для расчета  $h_T$  по уравнению Эйлера достаточно знания составляющих абсолютных скоростей  $c_{u1}$  и  $c_{u2}$ , так как окружные скорости известны из условий задачи. Определение скоростей и их составляющих производится из так называемых треугольников скоростей. Для примера на рис. 2.1.1 показаны совмещенные треугольники скоростей на входе и выходе элементарной лопаточной решетки ОК:

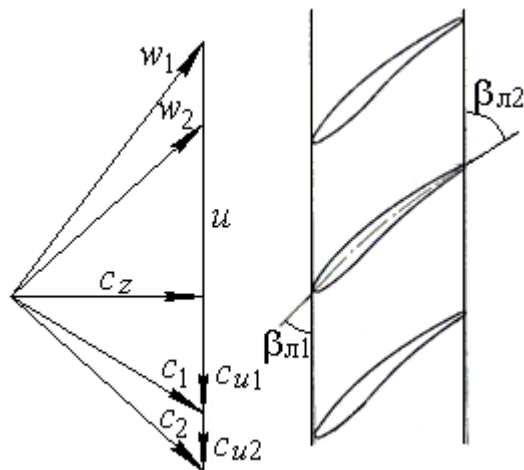


Рис. 2.1.1. Увеличение закрутки потока  $c_u$  в элементарной лопаточной решетке ОК

Из предшествующей рабочему колесу неподвижной лопаточной решетки поток выходит с абсолютной скоростью  $\vec{c}_1 = \vec{c}_{u1} + \vec{c}_{z1}$ . Относительно лопаток вращающегося рабочего колеса поток движется с относительной скоростью  $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}$ . Профили лопаток РК изогнуты так, чтобы отклонить относительную скорость  $\vec{w}_2$  на выходе из РК в сторону вращения. В результате  $c_{u2} > c_{u1}$ , что в соответствии с уравнением Эйлера, передает газу теоретический напор  $h_T = (c_{u2} - c_{u1})u$ . При приближенном анализе осевых компрессоров считается, что окружные скорости на входе и выходе элементарной решетки равны. В случае центробежного РК следует учитывать то, что  $u_2 = \omega \times r_2 > u_1 = \omega \times r_1$ .

Две другие составляющие внутреннего напора характерны для центробежных рабочих колес. На рис. 7.2.1 показано, что наружные поверхности дисков за счет поверхностного трения заставляют поток

вращаться, что требует затраты мощности  $N_{m\partial}$ . Соответствующая удельная работа – **напор трения дисков**, равен:

$$h_{m\partial} = \frac{N_{m\partial}}{\bar{m}}. \quad (2.1.9)$$

Напор трения дисков – это вторая составляющая внутреннего напора.

Из того же рис. 7.2.1 ясно, что полости всасывания и нагнетания колеса должны быть разделены уплотнением покрывающего диска. Большая окружная скорость исключает применение контактных уплотнений. Используемые **лабиринтные уплотнения** – это система кольцевых камер, образуемых специальными гребнями и наружной поверхностью покрывающего диска. Их конструкция показана в ч. 7 на рис. 7.2.8, 7.2.9. Гребни не доходят до уплотняемой поверхности (бесконтактное уплотнение) и хотя система камер представляет значительное сопротивление, часть сжатого в РК газа перетекает обратно на всасывание. Массовый расход протечек  $\bar{m}_{np}$  поступает в рабочее колесо и получает в нем мощность протечек  $N_{np} = \bar{m}_{np} h_T$ . Фактически расход газа через рабочее колесо больше расхода газа через ступень, так как расход протечек поступает на всасывание:  $\bar{m}_{pk} = \bar{m} + \bar{m}_{np}$ . Для большинства рабочих колес расход протечек составляет 1-2% от расхода через ступень, и при определении размеров РК его не принимают во внимание. Но влияние на потребляемую мощность следует учитывать в любом случае. Лопатки рабочего колеса сообщают газу мощность  $N_T + N_{np} = (\bar{m} + \bar{m}_{np}) h_T = \bar{m} h_T + \bar{m}_{np} h_T$ . Напор протечек – это отношение мощности протечек к теоретической мощности:

$$h_{np} = \frac{N_{np}}{N_T} = \frac{\bar{m}_{np} h_T}{\bar{m} h_T} = \frac{\bar{m}_{np}}{\bar{m}}. \quad (2.1.10)$$

Итак, внутренний напор есть сумма теоретического напора, напора трения дисков и напора протечек:

$$h_i = h_T + h_{m\partial} + h_{np}. \quad (2.1.11)$$

Напоры  $h_{m\delta}$  и  $h_{np}$  у осевых компрессоров пренебрежимо малы. У центробежных компрессоров сумма  $h_{m\delta} + h_{np}$  обычно составляет 2 – 4% от теоретического напора, но может иметь порядок 10% у так называемых малорасходных компрессоров. Методы расчета напора трения дисков и протечек рассмотрены в ч. 7.

**Политропный напор**  $h_p$  – работа, необходимая для повышения давления (сжатия) и перемещения единицы массы газа из области с давлением  $p_1$  в область с давлением  $p_2$ . Из курса термодинамики известно, что политропный напор равен интегралу:

$$h_n = \int_1^2 v dp = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} . \quad (2.1.12)$$

Для расчета работы сжатия-перемещения необходимо знать, как меняется плотность газа в процессе повышения давления и температуры. Давление, температуру и плотность газа связывает **уравнение состояния**:

$$\frac{p}{\rho} = pv = zRT , \quad (2.1.13)$$

где  $z \approx 1$  – эмпирический коэффициент сжимаемости, величина которого зависит от физической природы газа и его состояния (давления и температуры). При больших давлениях удельный объем газа мал и объем собственно молекул газа составляет заметную величину по сравнению с объемом межмолекулярного пространства. В этом случае эмпирический коэффициент больше единицы,  $z > 1$ . При низких температурах силы межмолекулярного притяжения составляют заметную величину по сравнению с силами теплового движения молекул, что увеличивает сжимаемость газов,  $z < 1$ .

Эмпирический характер зависимости  $z = f(p, T)$  для реальных газов делает невозможным строгое аналитическое решение уравнения (2.1.13). Для воздуха и многих газов при атмосферных условиях и умеренных давлениях коэффициент сжимаемости практически равен единице, что позволяет

рассматривать их как **совершенные газы**, молекулы которых лишены объема и сил межмолекулярного взаимодействия. Для совершенных газов уравнение состояния приобретает вид:

$$\frac{p}{\rho} = pv = RT, \quad (2.1.13 \text{ а})$$

Необходимость учета реальности газов при высоких давлениях и низких температурах усложняет расчет политропного напора и решение других задач. Однако реальность газов не влияет на характер течения, в том числе и на возникновение потерь напора. Учету реальности газов посвящена специальная литература. В дальнейшем рассматриваются совершенные газы, что облегчает анализ основных закономерностей течения.

При интегрировании уравнения (2.1.13 а) необходимо знать связь между ростом давления и температуры в процессе сжатия:

$$h_n = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \int_1^2 \frac{dp}{\frac{p}{RT}} = R \int_1^2 T \frac{dp}{p}. \quad (2.1.14)$$

Взаимосвязь между давлением и температурой в каждом конкретном случае сжатия – перемещения газа характеризуется изменением **энтропии**  $s$  [15]:

$$ds = \frac{dq}{T}, \quad s_2 - s_1 = \frac{R}{k-1} \left[ \ln \left( \frac{p}{\rho^k} \right)_2 - \ln \left( \frac{p}{\rho^k} \right)_1 \right]. \quad (2.1.15)$$

где  $q$  – элементарный приток тепла на единицу массы.

Применительно к движению газа в проточной части турбомашин элементарный приток тепла на единицу массы определяется внешним теплообменом и потерями напора, при котором механическая энергия преобразуется в тепло, рассеивающееся в массе газа:



Для начала рассмотрим процесс сжатия – перемещения в **идеальном турбокомпрессоре**. Это воображаемый ТК, в котором отсутствуют потери напора при движении газа, равно как и внешний теплообмен. Рабочий процесс идеального ТК – **изоэнтропный\***, так как  $dq = dq_{en} + dq_r = 0$ .

Изоэнтропный процесс идеального компрессора или расширения в идеальной турбине изображается прямой  $1-2_{ad}$ , параллельной оси  $i(T)$ . Сжатие из точки с параметрами  $p_1, T_1$  идет с ростом температуры, так как механическая работа сжатия, сообщаемая газу, повышает его теплосодержание (см. формулу (2.1.19) и уравнение энергии в потоке газа ниже). Процесс изоэнтропного (адиабатного) расширения идет в обратном порядке.

Изоэнтропная работа идеального ТК, сжимающего совершенный газ, может быть вычислена с использованием **уравнения процесса**:

$$\frac{p}{\rho_1^k} = \frac{p}{\rho_2^k} = \frac{p}{\rho^k} = const, \quad (2.1.18)$$

где  $k = \frac{C_p}{C_v}$  – **показатель изоэнтропы** (адиабаты), который является

постоянной величиной для совершенных газов.

Из уравнения процесса следует, что в изоэнтропном процессе изменение давления и температуры определяется соотношением:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad T = T_1 \left( \frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (2.1.19)$$

откуда:

---

\* в технической литературе часто используется неточный термин «адиабатный».



$$h_{ad} = RT_1 \int_1^2 \left( \frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{dp}{p} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (2.1.20)$$

или с учетом соотношения (2.1.19) и так как  $C_p = \frac{k}{k-1} R$

$$h_{ad} = C_p [T_{2ad} - T_1]. \quad (2.1.20 \text{ a})$$

Уравнение (2.1.20) показывает, что работа сжатия – перемещения единицы газа определяется:

– отношением давлений  $\pi = \frac{p_2}{p_1}$ . Очевидно, что эта работа тем больше, чем больше отношение давлений, которое должен развивать компрессор,

– начальной температурой  $T_1$ . Температура – это мера кинетической энергии молекул газа, определяющей его упругость. Чем больше начальная температура, тем труднее сжать газ,

– газовой постоянной  $R$ . Для разных газов эта величина различна. Очевидно, что газы с большой величиной  $R$  – это легкие газы, так как при разных давлениях и температурах их плотность меньше:  $\rho = \frac{p}{RT}$ . Самый легкий газ – это водород с  $R = 4124 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{К})$ . Он почти в 15 раз легче воздуха ( $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{К})$ ), который, в свою очередь, почти в 5 раз легче фреона – 11 ( $R = 60,5 \text{ Дж}/(\text{кг} \times \text{К})$ ). Легкие газы упруги, и для их сжатия – перемещения требуется большой напор,

– показателем изоэнтропы (адиабаты)  $k = \frac{C_p}{C_v}$ , который для применяемых в технике газов охватывает диапазон 1,074 – 1,68 [17]. Чем меньше показатель изоэнтропы, тем меньше нагревается газ в процессе повышения давления – уравнение (2.1.19), тем меньше растет его упругость, и меньше затрата удельной работы.

Свойством  $i(T) - s$  диаграммы является то, что площадь, ограниченная изобарой  $p_2$ , абсциссой  $s$  и вертикальными линиями из точки (2ад) и из

точки с параметрами газа  $p_2, T_1$  пропорциональна изоэнтропному (адиабатному) напору.

Изоэнтропный (адиабатный) процесс – это частный случай политропного процесса, характерный для идеального компрессора. В действительности, в турбокомпрессорах процесс сжатия идет с изменением энтропии,  $ds = \frac{dq}{T} \neq 0$ . В реальном компрессоре сжатие – перемещение газа требует большей затраты работы, чем при изоэнтропном сжатии. Подводимая к газу работа частично расходуется на преодоление сопротивления движению газа. Потерянный напор  $h_r$  преобразуется в тепло  $h_r = q_r$ . По сравнению с изоэнтропным процессом, при одинаковом повышении давления в реальном политропном процессе сжатия, температура газа больше, а энтропия газа возрастает на величину  $s_2 - s_1 = \int_1^2 dh_r / T$ .

Подобно идеальному компрессору, внешний теплообмен может в большинстве случаев может быть принят равным нулю  $dq_{\text{вн}} \approx 0$  без заметной погрешности в результатах анализа и инженерных расчетов. В процессе работы сжимаемый газ нагревает наружные поверхности корпуса, и некоторое количество тепла поступает из проточной части в атмосферу:  $q_{\text{вн}} < 0$ . В редких случаях внешняя среда может подогревать сжимаемый газ. Однако практически всегда количество тепла  $q_{\text{вн}}$  пренебрежимо мало по сравнению с другими составляющими энергетического баланса.

На  $i(T) - s$  – диаграмме реальный процесс сжатия изображается линией, отклоняющейся вправо от линии изоэнтропы в сторону роста энтропии – это линия 1–2. Площадь, ограниченная изобарой  $p_2$ , абсциссой  $s$  и вертикальными линиями из точки (2) и из точки с параметрами газа  $p_2, T_1$ , пропорциональна сумме политропного напора реального компрессора и потерям напора в процессе повышения давления, т.е. сумме  $h_p + h_r$ . Площадь под линией процесса 1-2 пропорциональна потерянному напору  $h_r$ .

Если рассматривать ход рабочего процесса между двумя произвольными контрольными сечениями, то сопротивление движению газа (соответственно и потеря напора, преобразующегося в тепло) различно на разных участках пути следования газа. Например, в ступенях ТК потери напора в рабочих колесах и неподвижных элементах могут быть различными. Тем не менее, в инженерных расчетах принято считать, что процесс реального компрессора можно описывать **уравнением политропного**

**процесса**, аналогичным уравнению изоэнтропного процесса (2.1.18), с постоянным показателем процесса  $n \neq k$  :

$$\frac{p}{\rho_1^n} = \frac{p}{\rho_2^n} = \frac{p}{\rho^n} = const, \quad (2.1.21)$$

Политропный напор реального компрессора в этом случае может быть рассчитан аналогично изоэнтропному напору:

$$h_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (2.1.22)$$

или

$$h_p = \frac{n}{n-1} R [T_2 - T_1]. \quad (2.1.22 \text{ a})$$

Величина показателя политропы реального ТК определяется следующими соображениями. Площадь под изобарой конца сжатия  $p_2$  представляет сумму политропного и потеряннного напоров, но так же и изоэнтропного напора с давлением конца сжатия  $p_2$ , при котором температура газа меняется от  $T_1$  до  $T_2$ :

$$\frac{n}{n-1} R [T_2 - T_1] + h_r = \frac{k}{k-1} R [T_2 - T_1].$$

Отсюда:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{h_r}{R(T_2 - T_1)}, \quad (2.1.23)$$

или

$$n = \frac{\frac{k}{k-1} - \frac{h_r}{R(T_2 - T_1)}}{\left(\frac{k}{k-1} - \frac{h_r}{R(T_2 - T_1)}\right)^{-1}}. \quad (2.1.23 \text{ a})$$

Показатель политропы связан с показателем изоэнтропы  $k$  также через КПД процесса сжатия, который рассматривается ниже.

Так как высокая температура сжатого газа на выходе из компрессора обычно не требуется, а чаще нежелательна или недопустима, заманчивым кажется осуществить **изотермный** процесс сжатия при постоянной температуре. Для этого тепло, эквивалентное подведенной механической работе, должно тут же отводиться за счет внешнего теплообмена:  $q_{\text{вн}} = -h_i$  при  $T_1 = T_2$ .

При изотермном процессе энтропия уменьшается за счет отвода тепла от сжимаемого газа во внешнюю среду. Обычно речь идет о сжатии газов от температуры, близкой к температуре окружающей среды. Сжимаемый газ может охлаждаться атмосферным воздухом или водой с температурой, близкой к атмосферной. Как известно, для осуществления теплопередачи требуется разность температур. То есть, температура газа в конце сжатия всегда больше начальной температуры.

Таким образом, практическая реализация изотермного сжатия невозможна. **Изотермный процесс** рассматривается как **предельный идеальный процесс для турбокомпрессоров, сжимающих газ с охлаждением при сжатии**. Изотермная работа сжатия-перемещения равна для совершенного газа:

$$h_{\text{из}} = \int_1^2 v dp = \int_1^2 \frac{RT_1}{p} dp = RT_1 \ln \pi. \quad (2.1.28)$$

Изотермный напор тем сильнее отличается (в меньшую сторону) от политропного при отсутствии отвода тепла, чем больше отношение давлений  $\pi = p_2 / p_1$ .

На рис. 2.1.2 показаны несколько видов политропного процесса, отличающихся значением показателя процесса  $n$ :

- обратимый процесс политропного сжатия – расширения с  $n = k$  в идеальном компрессоре и в турбине соответственно. Это линия «1 – 2 ад»,

- процесс сжатия в реальном компрессоре при пренебрежимо малом внешнем теплообмене с  $n > k$ . Это линия «1 – 2». В основном такие процессы будут рассматриваться в дальнейшем, и термин политропный процесс будет использоваться применительно к такому процессу,

- процесс расширения в реальной турбине при пренебрежимо малом внешнем теплообмене с  $n < k$ . Это линия «2 – 1 пол». Обратим внимание, что напор  $h_r$ , затраченный на политропное сжатие и повышающий температуру газа, при расширении увеличивает политропную работу по сравнению с работой изоэнтропного расширения,

- процесс реального сжатия с потерями и частичным отводом тепла сжатия с  $n < k$ . Это линия «1-2'». Такой процесс, например, может быть у компрессора с впрыском воды в проточную часть, испарение которой поглощает заметное количество тепла,

- изотермный процесс идеального охлаждаемого компрессора – горизонтальная линия, соединяющая изобары  $p_1$  и  $p_2$ .

Следующее слагаемое в правой части уравнения Бернулли – это **динамический напор**  $h_d$  – изменение кинетической энергии единицы массы газа при прохождении между контрольными сечениями «1» и «2»;

$$h_d = 0,5(c_2^2 - c_1^2) \quad (2.1.29)$$

При вычислении динамического напора следует использовать **уравнение неразрывности**:

$$\bar{m} = \rho \bar{V} = \rho c f = const, \quad (2.1.30)$$

т.е. массовый расход газа через контрольные сечения в ПЧ одинаков, если между рассматриваемыми контрольными сечениями нет дополнительного подвода или отвода газа. Уравнение неразрывности – это одна из форм закона сохранения материи.

Объемный расход  $\bar{V} = c f$  определяется произведением скорости на перпендикулярное ей проходное сечение канала. Для элементарной лопаточной решетки ОК объемный расход удобно определять по осевой составляющей скорости,

$$\bar{V} = c_z t l z = c_z 2\pi r_{cp} l, \quad (2.1.31)$$

где  $l$  - высота лопатки,  $z$  - число лопаток,  $t = \frac{2\pi r_{cp}}{z}$  - шаг решетки (расстояние между лопатками)

Для элементарной решетки ЦК объемный расход определяется по радиальной составляющей скорости:

$$\bar{V} = c_z 2\pi r b, \quad (2.1.32)$$

где  $b$  размер канала в направлении оси  $z$ .

В рабочих колесах и диффузорах турбокомпрессоров плотность газа возрастает, поэтому объемный расход  $\bar{V} = c \times f$  становится меньше по мере прохождения газа через проточную часть. В соответствии с этим уменьшаются проходные сечения проточной части.

Динамический напор в диффузорах ступеней – отрицательная величина  $h_{d\text{ диф}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} < 0$ . Лопаточные аппараты РК также диффузорные, поэтому в относительной системе координат кинетическая энергия в них уменьшается:

$$h_{d\text{ РК}} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} < 0. \text{ Но, как следует из треугольников скоростей на рис. 2.1.1,}$$

например, абсолютная скорость в РК возрастает. Рассматриваемое уравнение Бернулли описывает течение в абсолютной системе координат, в которой создаваемый рабочим колесом динамический напор – положительный:

$$h_{d\text{ РК}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} > 0.$$

Последний член уравнения Бернулли – это **потерянный напор**  $h_r$  – механическая работа, необходимая для преодоления сопротивления движению единицы массы газа в ПЧ между сечениями «1» и «2». В рабочем колесе центробежного компрессора потери напора складываются из потерь в

проточной части  $h_w$ , потерь из-за трения наружных поверхностей дисков РК  $h_{m\delta}$  и протечек в лабиринтных уплотнениях  $h_{np}$ .

Напоры  $h_{m\delta}$  и  $h_{np}$  являются также составляющими внутреннего напора  $h_i = h_r + h_{m\delta} + h_{np}$  и рассмотрены выше.

В рабочих колесах ОК и в неподвижных элементах проточной части  $h_{m\delta}$  и  $h_{np}$  или пренебрежимо малы, или отсутствуют вовсе. Итак, для РК центробежного компрессора:

$$h_r = h_w + h_{m\delta} + h_{np}. \quad (2.1.33)$$

Для РК осевого компрессора и неподвижных элементов проточной части:

$$h_r = h_w. \quad (2.1.34)$$

Вопросы правильного расчета и минимизации потерь напора при проектировании проточной части имеют большое значение, так как на их покрытие идет 10 – 20% потребляемой мощности компрессоров, а иногда и более. Дальнейшее содержание книги в значительной степени посвящено этой проблематике.

В заключение рассмотрения уравнения Бернулли напомним, что в формулах (2.1.1 – 2.1.4, 2.1.6) опущен член, описывающий работу массовых сил. Применительно к ТК речь идет о пренебрежении силой земного тяготения, удельная работа которой мала по сравнению с другими напорами.

**Словесная формулировка уравнения Бернулли – механическая работа, сообщаемая газу рабочим колесом турбокомпрессора, расходуется на сжатие и перемещение газа, увеличение его кинетической энергии и на преодоление сопротивления движению газа.**

**Уравнение Бернулли в полных параметрах.** Если изменение плотности в процессе движения газа незначительно, то политропный напор определяется отношением приращения давления к плотности газа:

$$h_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho}; \quad (2.1.35)$$

В этом случае уравнение Бернулли можно представить в виде  $h_i = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + 0,5(c_2^2 - c_1^2) + h_r$ , или:

$$h_i = \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho} + h_r, \quad (2.1.36)$$

где:

$$p^* = p + 0,5\rho c^2 \quad (2.1.37)$$

– **давление торможения, или заторможенное давление, или полное давление.**

Происхождение синонимов «давление торможения», «заторможенное давление», «полное давление» связано с тем, что давление газа  $p^*$ , движущегося со скоростью  $c$ , имело бы место при его торможении до нулевой скорости при отсутствии внешнего теплообмена и подвода (отвода) механической работы.

Уравнение (2.1.36) справедливо и в отношении сжимаемого газа, если в нем значение плотности есть некоторое среднее значение для политропного процесса и процессов торможения скорости. Уравнение Бернулли в виде  $h_i = \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho_{cp}} + h_r$  не следует применять для расчетов, но оно наглядно демонстрирует следующее:

- у идеального ТК работа двигателя идет на повышение полного давления газа. Таким образом, полное давление следует рассматривать как меру механической энергии газа,

- в неподвижных элементах проточной части реальных ТК полное давление неизбежно снижается, так как механическая энергия газа расходуется на преодоление сопротивления движению:  $p_2^* = p_1^* - \rho_{cp} h_w$ ,



- в рабочих колесах реальных ТК потеря напора ведет к уменьшению полного давления по сравнению с идеальным ТК:  $p_{2pk}^* = p_1^* + \rho_{cp} h_i - \rho_{cp} h_w$ .

Сопоставление уравнений (2.1.11) и (2.1.33) показывает, что напоры трения дисков и потерь в лабиринтных уплотнениях входят в левую и правую части уравнения Бернулли и могут быть сокращены, если процессы трения дисков отсутствуют, или не представляют интереса при решении какой-либо конкретной задачи:

$$h_T = h_p + h_d + h_w. \quad (2.1.38)$$

В таком виде уравнение Бернулли описывает течение в рабочих колесах осевых ступеней. Иногда его применяют к центробежным ступеням, если интерес представляют только процессы в проточной части, но не в зазорах «рабочее колесо – корпус».

**Уравнение энергии в потоке газа**, как и уравнение Бернулли, по сути, является выражением закона сохранения энергии, но связывает процесс преобразования энергии с изменением теплосодержания (энтальпии)  $i = C_p T$  :

$$h_i + q_{вн} = i_2 - i_1 + h_d, \quad (2.1.39)$$

где  $q_{вн}$  – уже рассматривавшееся выше количество тепла, полученное или потерянное единицей массы газа в результате внешнего теплообмена через стенки проточной части. При термодинамических расчетах ТК справедливо обычно принимаемое условие, что внешний теплообмен пренебрежимо мал. Из этого следует, что в ТК подводимая к газу механическая работа расходуется на повышение теплосодержания и кинетической энергии. При  $q_{вн} = 0$ :

$$h_i = i_2 - i_1 + 0,5(c_2^2 - c_1^2). \quad (2.1.40)$$

У совершенных газов теплоемкость не зависит от температуры и давления, поэтому уравнением энергии в потоке газа удобно пользоваться в виде:

$$h_i = C_p(T_2 - T_1) + 0,5(c_2^2 - c_1^2). \quad (2.1.41)$$

Сумма энтальпии и кинетической энергии является мерой полной тепловой энергии газа и называется **энтальпией торможения**, а соответствующая ей температура - температурой торможения:

$$i^* = C_p T^* = i + 0,5c^2. \quad (2.1.42)$$

Соответственно с этим уравнение энергии в потоке газа иногда удобно использовать в виде:

$$h_i = i_2^* - i_1^* = C_p(T_2^* - T_1^*). \quad (2.1.43)$$

Энтальпия торможения, равно как и **температура торможения** (по аналогии с давлением, она же **полная**, или **заторможенная** температура) полностью характеризует энергию, которой располагает газ – тепловую и кинетическую. При испытании ТК часто измеряют сообщаемый газу внутренний напор ступени  $h_i$ , или компрессора  $H_i$  по разности температур перед проточной частью и за ней.

Из уравнения энергии в потоке газа следует, что при движении в проточной части газ нагревается за счет подвода механической энергии двигателя.

**Коэффициенты полезного действия.** Коэффициент полезного действия есть отношение полезно затраченной работы во всей затраченной работе. То есть, КПД характеризует совершенство рабочего процесса, степень приближения к идеальному компрессору, в котором потери отсутствуют. В теории и практике ТК коэффициент полезного действия выполняет две функции:

– для упомянутой оценки совершенства рабочего процесса, сопоставление качества ТК. В том числе – сравнение разных вариантов проектируемого компрессора, или сравнения разных компрессоров между собой. Уровень КПД часто решает вопрос приобретения ТК у того или иного производителя,

– знание КПД необходимо для термогазодинамического расчета ТК.

Объективное сопоставление разных компрессоров возможно по результатам их испытаний. Сравнение же по КПД разных вариантов ТК в процессе проектирования требует применения методов, которые предусматривают более или менее достоверный расчет КПД.

Формула КПД для ступени (аналогично и для неохлаждаемого ТК в целом) вытекает из уравнения Бернулли  $h_i = h_p + h_d + h_r$ . В зависимости от конкретной задачи находят применение несколько разных видов КПД.

Как показано выше, для термогазодинамических расчетов необходимо знание показателя политропы  $n$ . Она связана с **политропным КПД по статическим параметрам**. При его определении изменение кинетической энергии газа не принимается во внимание. Ниже мы будем использовать для обозначения этого КПД термин **политропный КПД**. Назначение любого компрессора – это сжатие и перемещение газа, поэтому полезным является политропный напор  $h_p$ . Необратимо теряется удельная механическая работа  $h_r$ , поэтому политропный КПД как отношение полезной работы к затраченной равен:

$$\eta = \frac{h_p}{h_p + h_r}, \text{ или } \eta = \frac{h_p}{h_i - h_d}. \quad (2.1.44)$$

В соответствии с формулой (2.1.22 а)  $h_p = \frac{n}{n-1} R [T_2 - T_1]$ , а затраченная работа  $h_p + h_r$  эквивалентна площади под изобарой  $p_2$  между точкой «2» и точкой, соответствующей начальной температуре  $T_1$ . Эта площадь пропорциональна работе изоэнтропного сжатия

$$h_p + h_r = \frac{k}{k-1} R [T_2 - T_1].$$

Таким образом 
$$\eta = \frac{h_p}{h_p + h_r} = \frac{\frac{n}{n-1} R [T_2 - T_1]}{\frac{k}{k-1} R [T_2 - T_1]}, \text{ или:}$$

$$\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}, \quad n = \frac{\eta \frac{k}{k-1}}{\eta \frac{k}{k-1} - 1}. \quad (2.1.45)$$

Соотношение (2.1.45) используется при расчете проточной части проектируемых компрессоров. Расчетчик оценивает ожидаемый КПД ступени (компрессора) и определяет по (2.1.45) показатель процесса  $n$ . С его помощью рассчитываются значения давлений, температур и плотностей в сечениях проточной части, и определяются ее размеры. После этого расчетом по инженерным методикам оценивается ожидаемый КПД проектируемого компрессора. Если полученная величина значительно отличается от заложенной в начале расчета, процедура определения размеров проточной части должна быть повторена.

Политропный КПД однозначно определяет долю потерь напора в проточной части. Например, КПД  $\eta = 0,85$  достаточно эффективной центробежной ступени означает, что доля потерянного напора составляет 15% от полезного напора.

При испытании ТК политропный КПД определяется по повышению давления и температуры в проточной части. Из уравнения процесса следует:

$$n = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{\rho_2}{\rho_1}}, \quad \frac{n}{n-1} = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{T_2}{T_1}}, \quad (2.1.46)$$

откуда с учетом соотношения (2.1.45):

$$\eta = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\frac{k}{k-1} \lg \frac{T_2}{T_1}}. \quad (2.1.47)$$

Здесь и ранее индексами «1» и «2» условно обозначены границы объекта, к которому относится КПД (например, рабочее колесо, ступень, группа ступеней).

Напомним, что расчет КПД по формуле (2.1.47) справедлив при отсутствии внешнего теплообмена, который в той или иной степени имеет место при испытаниях или эксплуатации ТК. Внешний теплообмен практически не влияет на изменение плотности газа в проточной части, и им можно пренебречь при расчете ее размеров, или расчете параметров газа в существующем компрессоре. При экспериментальном определении КПД по формуле (2.1.47) не учет внешнего теплообмена может привести к ошибке в 0,5 – 1,5% (в сторону повышения). Рекомендации по устранению этой погрешности сформулированы в европейском стандарте Международном (европейском) стандарте ISO 5389 : 1991 (E) “Турбокомпрессоры - правила определения характеристик”.

В ряде случаев целесообразно использовать КПД, в котором динамический напор относится к полезной работе:  $\eta^* = \frac{h_p + h_d}{h_i}$ . Его называют

**политропный КПД по полным параметрам**, имея в виду, что динамическое давление на входе и выходе добавляется к статическому давлению. При оценке эффективности рабочих колес принято учитывать динамический напор, который затем преобразовывается в давление в неподвижных элементах проточной части. Если на входе и выходе ступени (компрессора) скорости существенно отличаются, КПД по полным параметрам предпочтительнее, чем КПД по статическим параметрам.

Корректный расчет КПД по полным параметрам производится по следующему соотношению:

$$\eta^* = \frac{h_p + h_d}{h_i} = \frac{\frac{n}{n-1} RT_1 \left( \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}{h_i}. \quad (2.1.48)$$

При расчете КПД ступени (компрессора) допустимо использовать приближенную формулу:

$$\eta^* \approx \frac{\ln \frac{p_2^*}{p_1^*}}{\frac{k}{k-1} \ln \frac{T_2^*}{T_1^*}}. \quad (2.1.49)$$

Необходимые для расчета значения заторможенного давления и температуры измеряются при испытаниях. КПД ступеней и компрессоров по полным и статическим параметрам обычно мало отличаются, так как  $c_2 \sim c_1$  и достигают 90 - 91% у лучших осевых компрессоров, и 86 – 87% у лучших центробежных ступеней.

В докомпьютерную эпоху при расчетах широко применялся **адиабатный КПД по полным параметрам:**

$$\eta_{ad}^* = \frac{h_{ad} + h_d}{h_i} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_1^* \left[ \left( \frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{h_i}. \quad (2.1.50)$$

Такой КПД вполне удобен при расчетах. Неудобство адиабатного КПД для оценки газодинамического совершенства связано с тем, что адиабатный напор меньше политропной работы сжатия – перемещения, которая и является полезной работой компрессора по определению.

При незначительном изменении кинетической энергии газа в ступени (компрессоре), что обычно и имеет место, политропный КПД однозначно указывает на долю потерь напора по отношению к внутреннему напору:

$$\eta \approx \eta^* = \frac{h_p}{h_i} = \frac{h_i - h_r}{h_i} = 1 - \frac{h_r}{h_i} = 1 - \Delta\eta. \quad \Delta\eta = \frac{h_r}{h_i} \quad (2.1.51)$$

Если значение политропного КПД компрессора, равное, например, 0,86 точно указывает на то, что 14% процентов подводимой работы идет на преодоление потерь, то из значения адиабатного КПД неясно, какая часть подведенной работы неправомерно отнесена к потерям напора. Разница политропного и адиабатного КПД увеличивается с ростом температуры конца сжатия, сильно завися от отношения давлений. Скажем, адиабатный

КПД воздушного ОК с отношением давлений  $\pi \approx 4,0$  меньше политропного примерно на 1,5%.

При использовании адиабатного КПД для сравнения компрессоров с разным отношением давлений, ТК с большим отношением давлений может иметь меньший адиабатный КПД, имея более высокий политропный КПД. Адиабатный КПД нельзя применять для сравнения компрессоров с разными параметрами.

Для оценки ТК с охлаждением в процессе сжатия следует использовать **изотермный КПД**, в числителе которого – напор изотермного сжатия идеального компрессора без потерь:

$$\eta_{из} = \frac{h_{из}}{h_i} = \frac{RT_1 \times \ln \pi}{h_i}. \quad (2.1.52)$$

Охлаждение применяется при больших отношениях давлений. Изотермный КПД учитывает одновременно и потери напора, и степень приближения к сжатию с постоянной температурой. Реальный процесс сжатия с охлаждением весьма далек от изотермного, поэтому изотермный КПД значительно меньше политропного КПД неохлаждаемых ТК. Значения  $\eta_{из} = 0,70 - 0,72$  считаются весьма высокими.

## 2.2. СИСТЕМА КООРДИНАТ. ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ

Для газодинамического расчета и проектирования знание скоростей потока в контрольных сечениях на входе и выходе лопаточных решеток имеет первостепенное значение. Скорости газа в проточной части ТК весьма велики. Например, скорость потока на выходе из РК центробежной ступени имеет порядок окружной скорости  $u_2 = \omega * r_2$  (произведений угловой частоты вращения ротора на расстояние от оси ротора). На периферии лопаток окружная скорость у ТК используемых в промышленных установках обычно равняется 240 – 320 м/с, а у некоторых наиболее современных типов машин достигает 420 м/с. У ТК некоторых газотурбинных двигателей окружные скорости могут быть выше 600 м/с.

Так как основные элементы проточной части турбокомпрессоров осесимметричные, для задания положения газовой частицы используется цилиндрическая система координат.

Способы задания координат точек в проточной части и векторов скоростей иллюстрирует рис. 2.2.1. Координата  $z$  отсчитывается от некоторой произвольно выбранной точки на оси ротора до радиальной плоскости, в которой лежит выбранная точка. Координата  $r$  – это радиальное расстояние от оси ротора до рассматриваемой точки. Угловая координата в радиальной плоскости - это центральный угол  $\theta$ . Угол отсчитывается в направлении вращения колеса между некоторым начальным радиальным направлением и радиусом, идущим в рассматриваемую точку.

В зависимости от решаемой задачи скорости газового потока необходимо рассматривать либо в **абсолютной** (неподвижной, связанной с корпусом компрессора), либо в **относительной** (вращающейся вместе с ротором) системе координат.

Скорость потока в абсолютной системе координат называется **абсолютной скоростью** и обозначается строчной латинской буквой  $c$ . Скорость потока во вращающейся относительной системе координат называется **относительной скоростью** и обозначается строчной латинской буквой  $w$ .

Проекции скоростей на координатные оси обозначаются соответствующими буквами с подстрочными индексами  $z, r, u$ . Вектор скорости в рассматриваемой точке может быть задан тремя компонентами в прямоугольной системе координат:

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_z + \vec{c}_r, \quad (2.2.1)$$

Проекция скорости на меридиональную плоскость  $\vec{c}_m = \vec{c}_r + \vec{c}_z$  и  $\vec{w}_m = \vec{w}_r + \vec{w}_z$  называется **меридиональной скоростью**. Ее составляющие  $\vec{c}_r = \vec{w}_r$  и  $\vec{c}_z = \vec{w}_z$  - это **радиальная** и **осевая** скорости соответственно.

Окружная скорость ротора  $u = \omega \times r$  является скоростью перемещения вращающейся системы координат относительно неподвижной системы. Скорость  $u$  по этой причине иногда называют **переносной скоростью**.

Векторная связь между абсолютной и относительной скоростями:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}, \quad \vec{c}_u = \vec{w}_u + \vec{u}, \quad c_z = w_z, \quad c_r = w_r, \quad c_m = w_m. \quad (2.2.2)$$



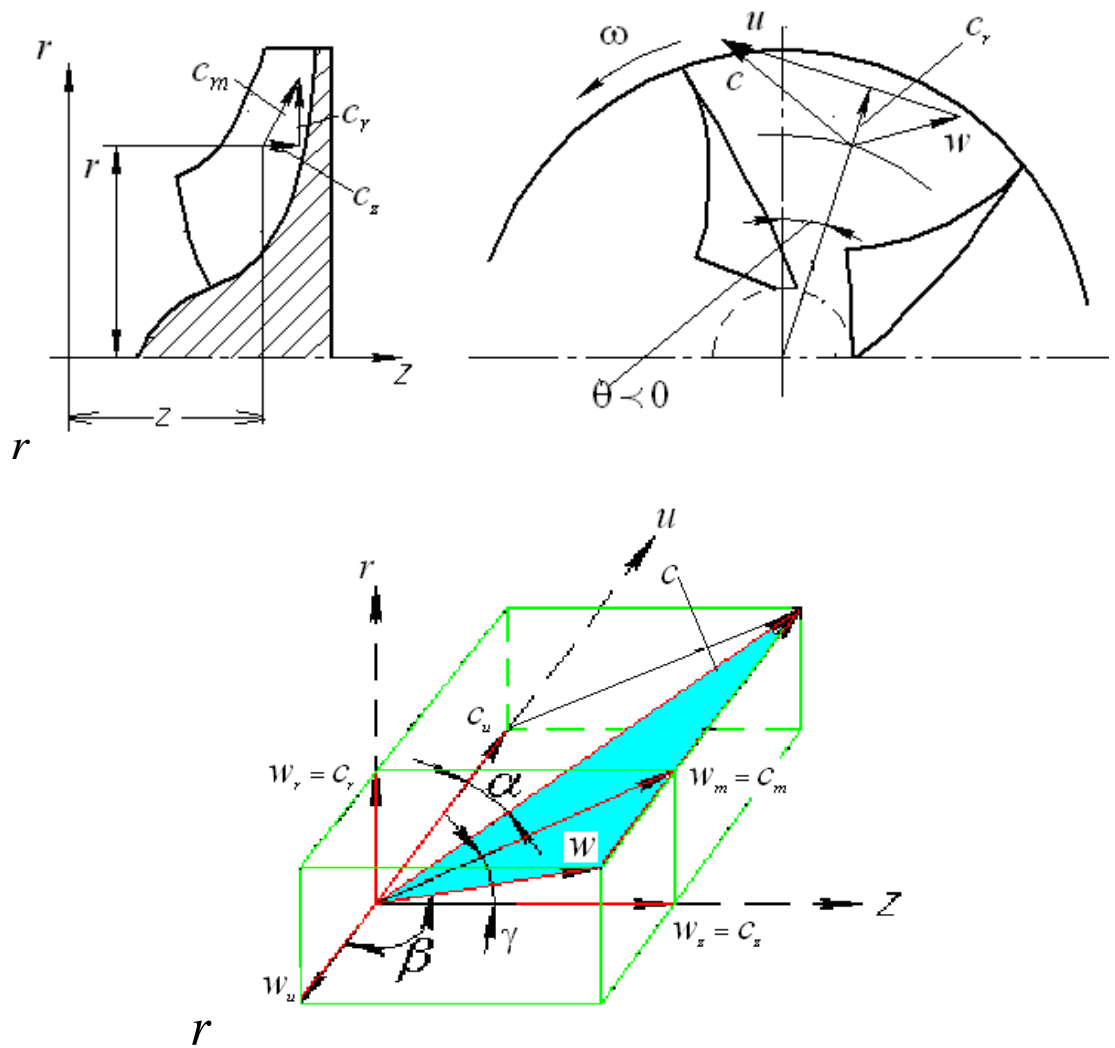


Рис. 2.2.1. Задание положения точек и векторов скорости в рабочем колесе

Скалярное соотношение между скоростями и их проекциями:

$$c = (c_m^2 + c_u^2)^{0,5} = (c_z^2 + c_r^2 + c_u^2)^{0,5},$$

$$w = (w_m^2 + w_u^2)^{0,5} = (w_z^2 + w_r^2 + w_u^2)^{0,5}. \quad (2.2.3)$$

Для задания вектора скорости используют также углы, образованные проекциями вектора скорости с осями координат. Проекция на

меридиональную плоскость  $c_m = w_m$  образуют с осевым направлением  $z$  угол  $\gamma$ . Связь между меридиональной скоростью и проекциями скорости на оси координат:

$$c_m = (c_z^2 + c_r^2)^{0,5}, \quad c_z = c_m \cos \gamma, \quad c_r = c_m \sin \gamma,$$

$$w_m = (w_z^2 + w_r^2)^{0,5}, \quad w_z = w_m \cos \gamma, \quad w_r = w_m \sin \gamma. \quad (2.2.3)$$

Угол между скоростью  $c$  и направлением  $u$  обозначается буквой  $\alpha$ . В этой же плоскости лежит скорость  $w$  и ее компоненты  $w_u$  и  $w_m$ . Угол между скоростью  $w$  и обратным направлением  $u$  обозначается буквой  $\beta$  (в англоязычной литературе эти углы часто отсчитываются от радиального направления, что в принципе удобнее). С использованием углов  $\alpha$  и  $\beta$  получаются следующие соотношения:

$$c = c_u / \cos \alpha, \quad c = c_m / \sin \alpha, \quad w = w_u / \cos \beta, \quad w = w_m / \sin \beta. \quad (2.2.4)$$

Абсолютные скорости используются при анализе течения в неподвижных элементах проточной части, а относительные - в рабочих колесах. При последовательном расчете проточной части от входа в проточную часть до сечения «1» первого рабочего колеса используются абсолютные скорости. Течение в рабочем колесе, естественно, определяется скоростями относительными.

Для наглядности векторное соотношение  $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$  изображают графически в виде треугольников со сторонами  $c$ ,  $w$ ,  $u$ . Это так называемые треугольники скоростей, играющие очень большую роль в изучении и анализе рабочего процесса.

### **Общее правило построения треугольников скоростей:**

1. Направление потока, движущегося в канале, или выходящего из канала, определяется направлением поверхностей межлопаточного канала за вычетом угла отставания  $\Delta\beta = \beta_n - \beta$  (рабочее колесо),  $\Delta\alpha = \alpha_n - \alpha$  (неподвижные лопаточные аппараты). Природа отставания потока от направления лопаток на выходе определяется инерционностью потока, отклоняемого от того направления движения, которое он имел на входе в

каналы. Механизм возникновения отставания потока и методы расчета излагаются ниже.

2. Величина расходной составляющей рассчитывается по заданному массовому расходу  $c_m = w_m = \bar{m} / \rho f$ , где  $f$  – площадь сечения, перпендикулярная расходной скорости.

3. Абсолютная и относительная скорости определяются по их расходной составляющей и углом потока  $c = c_m / \sin \alpha$  или  $w = w_m / \sin \beta$ .

4. По определенной таким образом скорости по правилу сложения ( $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$ ) или вычитания ( $\vec{w} = \vec{c} - \vec{u}$ ) векторов находится искомая ( $c$  или  $w$ ) скорость, так как величина  $u = \omega r$  известна по условию задачи.

Соотношения между  $c$ ,  $w$  и  $u$  легко выражаются аналитически, поэтому при расчетах нет необходимости в графическом построении треугольников скоростей (если это не требуется для наглядности анализа). Пусть заданы:

– расходная составляющая  $c_m$ ,

– угол  $\alpha$ ,

– окружная скорость  $u$ .

Тогда:  $c = c_m / \sin \alpha$ ,  $c_u = c \cos \alpha$  или непосредственно  $c_u = c_m \operatorname{ctg} \alpha$ ,  $w_u = c_u - u$ . У турбокомпрессоров обычно  $c_u < u$ , поэтому направление  $w_u$  противоположно направлению вращения РК. То есть  $w_u < 0$ , на что не принято обращать внимание кроме особых случаев.

Относительная скорость равна:  $w = \sqrt{w_u^2 + w_m^2} = \sqrt{(c_u - u)^2 + c_m^2}$ . Угол потока в относительной системе координат  $\beta = \arcsin(w_m / w)$ .

По приведенным соотношениям могут быть найдены все скорости, их компоненты и углы потока при любой постановке задачи, т.е. при любой комбинации исходных величин.

При эксплуатации ТК условия его работы могут меняться, а именно:

1. Из-за изменения сопротивления сети может меняться производительность компрессора.

2. Возможно изменение числа оборотов ротора (при некоторых видах привода это можно делать специально в соответствии с изменением других условий работы).

3. Могут меняться начальные параметры газа, например,  $T_a$  и  $p_a$  (атмосферные условия) для воздушных компрессоров.

На рис. 2.2.2 сопоставлены входные, а на рис. 2.2.3 – выходные треугольники скоростей центробежного рабочего колеса при разной объемной производительности и постоянной скорости вращения. Для общности на них показаны входные треугольники скоростей при абсолютной скорости  $c_1$ , направленной под углом  $\alpha_1 \neq 90^\circ$ . Это часто бывает на входе в РК осевых компрессоров, и иногда делается у центробежных.

Пусть  $\alpha_1 < 90^\circ$ ; тогда  $c_{u1} > 0$ , т.е. закрутка положительная. Для упрощения примем, что угол абсолютной скорости  $\alpha_1 = \alpha_{л1} - \Delta\alpha_1$  остается одинаковым при разной объемной производительности  $\bar{V}_1$ , хотя угол отставания потока от направляющих его лопаток в зависимости от режима работы несколько меняется. Так как величина  $\Delta\alpha_1$  вообще невелика, ее изменением при нашем приближенном анализе пренебрежем.

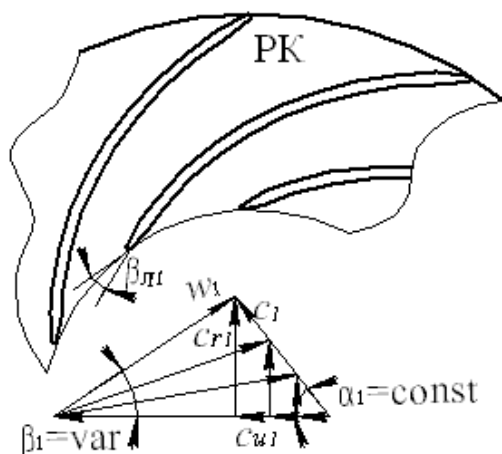


Рис. 2.2.2. Входной треугольник скоростей рабочего колеса промышленного центробежного компрессора при  $\bar{V}_1 = \text{var}$  ( $\alpha_1 < 90^\circ$ )

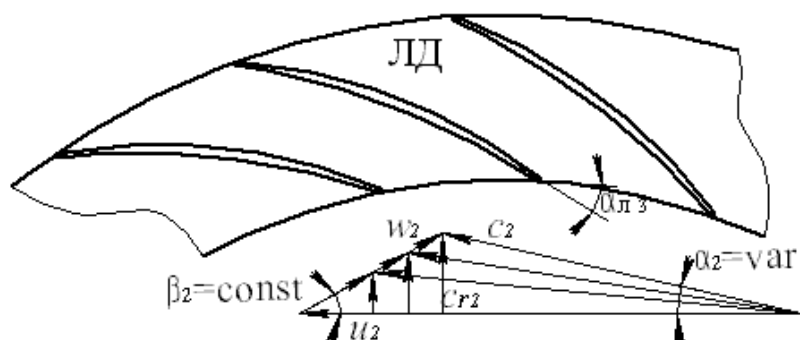


Рис. 2.2.3. Выходной треугольник скоростей рабочего колеса промышленного центробежного компрессора при  $\bar{V}_1 = \text{var}$

Характер изменения треугольника скоростей при  $\bar{V}_1 = \text{var}$  и принятых условиях поясняет рис. 2.2.2. Величина  $c_1$  меняется пропорционально расходу:  $c_1 = \bar{V}_1 / (f_1 \sin \alpha_1)$ , но направлена одинаково. Скорость  $w_1$ , меняет и величину, и направление – из-за изменения расходной составляющей скорости  $c_{m1}$ :

$$w_1 = \sqrt{(u_1 - c_{u1})^2 + c_{m1}^2} = \sqrt{(u_1 - c_{m1} \text{ctg} \alpha_1)^2 + c_{m1}^2}, \quad (2.2.5)$$

$$\beta_1 = \text{arctg}(c_{m1} / w_{u1}) = \text{arctg}\left(\frac{c_{m1}}{u_1 - c_{m1} \text{ctg} \alpha_1}\right). \quad (2.2.6)$$

Итак, величина и направление скорости  $w$  зависят от расходной скорости, которая пропорциональна объемному расходу  $c_{m1} = c_1 \sin \alpha = \bar{V}_1 / f_1$ .

Из выходного треугольника скоростей следует (рис. 2.2.3):

$$w_{m2} = \frac{\bar{V}_2}{f_2} = \frac{\bar{m}}{\rho_2 f_2} = \frac{\bar{V}_1 \rho_1 f_1}{\rho_2 f_2}, \quad (2.2.7)$$

$$w_2 = w_{m2} / \sin \beta_2, \quad (2.2.8)$$

$$w_{u2} = w_{m2} \text{ctg} \beta_2. \quad (2.2.9)$$

Тогда:

$$c_2 = \sqrt{(u_2 - c_{u1})^2 + w_{m2}^2} = \sqrt{(u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2)^2 + c_{m2}^2}, \quad (2.2.10)$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2}. \quad (2.2.11)$$

Из графического изображения треугольника скоростей, и приведённых формул следует, что чем больше расходная составляющая скорости, тем больше углы потока и в абсолютном, и в относительном движении.

Известно, что лопаточные аппараты турбомашин являются удобообтекаемыми и имеют минимально возможные коэффициенты потерь  $\zeta$  только при некоторых направлениях натекающего потока, характеризуемого так называемым **углом атаки**:  $i_1 = \beta_{л1} - \beta_1$  и  $i_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3$ , где  $i_1$  – угол атаки на входе в РК,  $i_3$  – угол атаки на входе в ЛД.

Из полученных соотношений следует, что **большим расходам соответствуют отрицательные ( $i < 0$ ) углы атаки, а меньшим расходам – положительные ( $i > 0$ ).**

Соответствующие минимальным значениям коэффициента потерь углы атаки в зависимости от формы лопаточных решеток и некоторых других факторов могут иметь различные значения, впрочем, всегда довольно близкие к нулю. Поэтому для каждого лопаточного аппарата существует **оптимальный режим работы**, при котором КПД достигает максимально возможного значения:  $C_m = C_{m \text{ опт}}$ .

### 2.3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ХАРАКТЕР ТЕЧЕНИЯ И ЕГО СХЕМАТИЗАЦИЯ

Изменение параметров газа происходит при движении в любом направлении по поверхности любого из контрольных сечений – т.е. в направлении двух координат. Очевидно изменение параметров в еще одном направлении – по пути следования газа от одного контрольного сечения к другому.

Таким образом, меняя свои параметры в направлении всех трех координатных осей, поток является **пространственным, или трехмерным.**

Кроме того, поток является нестационарным, то есть в любой точке ПЧ его параметры зависят от времени. **Переходные процессы** между разными режимами работы ТК очевидно ведут к зависимости параметров потока от времени. Ряд обстоятельств вызывает **периодическую нестационарность** на установившемся режиме работы. Главная причина возникновения периодической нестационарности вызвана конечным числом лопаток колес и неподвижных элементов. Итак, в общем случае параметры потока, т.е. векторы скорости, давление и температура зависят от положения рассматриваемой точки в проточной части, и от времени:

$$\vec{c}, (\vec{w}), p, T = f(z, r, u, \tau). \quad (2.3.1)$$

Рассмотрение действительного течения во всей его сложности при анализе процессов, решении инженерных задач расчета и проектирования проточной части требуется не всегда. При необходимости применяется ряд упрощающих приемов. Например, выше рассматривались основные энергетические процессы в **одномерной стационарной** постановке (пояснение терминов приводится ниже).

Итак, в зависимости от постановки задачи применяются следующие упрощающие приемы:

1. **Квазистационарный\*** поток. Рассматривается установившийся (стационарный) режим, а периодическая нестационарность потока не принимается во внимание. Под установившимся режимом понимается работа ТК с постоянной скоростью вращения ротора, постоянными давлением и температурой газа на входе и при постоянной производительности. При анализе рассматриваются параметры потока, осредненные по времени:

$$\vec{c}, (\vec{w}), p, T = f(z, r, u). \quad (2.3.2)$$

Современные компьютерные программы расчета вязких пространственных течений часто используют такую схематизацию. Программы применяются для анализа течения на последней стадии проектирования с целью выявления возможных несовершенств формы ПЧ и их устранения.

---

\* Квази – с латинского – «почти».

**2. Одномерный квазистационарный поток.** На первой стадии расчета и проектирования определяются основные размеры проточной части в контрольных сечениях на входе в компрессор, на входе в РК, на выходе из РК, и т.д. При этом параметры потока считаются постоянными по поверхности контрольных сечений, и меняются только от одного сечения к другому:

$$\bar{c}, (\bar{w}), p, T = f(l) \quad (2.3.3)$$

Здесь  $l$  – естественная координата между рассматриваемыми соседними контрольными сечениями (не обязательно разграничивающими элементы проточной части). Процесс нахождения средних параметров по измеренным или рассчитанным полям этих параметров в контрольных сечениях описан в [19].

**3. Двухмерный поток.** Для правильного профилирования лопаточных решеток важен анализ распределения скоростей по поверхностям лопаток. Сравнительно простые компьютерные программы решают задачу обтекания в предположении, что газовые частицы движутся по **осесимметричным поверхностям (ОПТ)**, соосным с ротором. Течение на каждой из поверхностей, пересекающих лопатку, является **двухмерным**. Если для решения поставленной задачи достаточен анализ распределения скоростей на одной из поверхностей тока (например, на средней поверхности по высоте лопатки), то анализируется двухмерное течение. При этом часто рассматриваются не действительные поверхности тока, а условные. Например, при расчёте обтекания лопаток осевых компрессоров может использоваться допущение, что поверхности тока являются цилиндрическими, хотя в действительности частицы газа в осевой ступени движутся по криволинейным поверхностям вращения.

**4. Квазитрехмерный поток.** Сумма двухмерных течений на ряде ОПТ рассматривается как некое квазитрехмерное течение, в значительной степени соответствующее действительному трехмерному характеру течения. При решении квазитрехмерной задачи обычно считают поток невязким, что не дает возможности рассчитать, например, пограничные слои и зоны их отрыва, поэтому результаты расчета носят качественный характер.

В зависимости от решаемой задачи возможны и другие упрощающие допущения.

## 2.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ



Газодинамическое проектирование ТК ведется таким образом, чтобы при заданных параметрах газа на входе  $p_n, T_n$  и известных свойствах газа  $k, R$  был обеспечен заданный массовый расход газа  $\bar{m}_{расч}$  при заданном конечном давлении  $p_{к расч}$ . При рассмотрении треугольников скоростей в разделе 2.2 указывалось, что условия работы ТК могут меняться, т.е. не всегда соответствуют расчетным. Главная причина – изменение состояния сети, в которую ТК подает сжимаемый газ. По разным причинам давление в сети отклоняется от расчетного давления нагнетания ТК. Например, если компрессор обслуживает пневматическую сеть предприятия, то давление зависит от количества одновременно работающих потребителей (прессы, автоматические устройства, ручной инструмент), уменьшаясь с увеличением количества потребителей. Изменение давления на нагнетании ТК ведет к изменению расхода: с ростом давления расход уменьшается. Конкретная зависимость  $p_k = f(\bar{m})$  компрессора очень важна для его взаимодействия с сетью, и ее следует знать.

**Размерные характеристики ТК.** На зависимость  $p_k = f(\bar{m})$  данного компрессора влияют:

- начальные параметры и свойства газа  $p_n, T_n, k, R,$
- скорость вращения ротора.

Для определенности зависимость  $p_k = f(\bar{m})$  измеряют или рассчитывают при одинаковых начальных параметрах и свойствах газа, и скорости вращения ротора. **Напорной характеристикой ТК (ступени ТК) называется зависимость конечного давления от расхода при постоянной скорости вращения ротора, а так же одинаковых начальных параметрах и свойствах газа.**

При перечисленных условиях массовый расход однозначно связан с объемным расходом на входе  $\bar{V}_n = \frac{\bar{m}}{\rho_n} = \bar{m} \frac{RT_n}{p_n}$ , а конечное давление – с отношением давлений  $p_k = p_n * \pi$ . Поэтому вместо конечного давления обычно используют отношение давлений, а в качестве аргумента функции используют тот расход, который удобнее при конкретном использовании характеристики:

$$\pi = f(\bar{m}) \text{ или } \pi = f(\bar{V}_n) \text{ при } p_n, T_n, k, R, n(1/\text{мин}) = idem. \quad (2.4.1)$$

В разделе 2.2 показано, что при изменении расхода меняется направление потока на входе в межлопаточные каналы. Это влияет на потери напора, т.е. на КПД. **Характеристикой КПД турбокомпрессора (ступени) называется его зависимость от расхода при постоянной скорости вращения ротора, а так же одинаковых начальных параметрах и свойствах газа.**

$$\eta = f(\bar{m}) \text{ или } \eta = f(\bar{V}_n) \text{ при } p_n, T_n, k, R, n(1/\text{мин}) = \text{idem}. \quad (2.4.2)$$

Характеристики ТК не могут быть аналитически рассчитаны в строгой постановке, поэтому они представляют собой либо набор отдельных точек при измерениях на постоянном режиме, либо набор точек численного расчета отдельных режимов. Укажем для конкретности, что при испытаниях ступеней ЦК в лаборатории кафедры КВХТ измеряются параметры на шести режимах, по которым строятся графические зависимости. При определении характеристик ЦК Методом универсального моделирования кафедры КВХТ рассчитываются 150 – 250 режимов по расходу.

Хотя зависимости вида (2.4.1), (2.4.2) включают как размерную величину расхода, так и безразмерное отношение давлений и безразмерный коэффициент полезного действия, их принято называть **размерными характеристиками ТК**. Эти характеристики в большой степени зависят от скорости вращения и начальных условий. Информацию о возможных режимах работы ТК дает набор характеристик при разной скорости вращения, называемый **семейством характеристик**. Аналогично может быть учтено изменение начальных условий.

**Безразмерные характеристики ступеней ТК.** Размерные характеристики необходимо знать для правильной эксплуатации ТК и они должны быть предъявлены заказчику. Для исследовательских и проектных целей зависимости (2.4.1), (2.4.2) удобнее представить в безразмерном виде, для чего используются **коэффициенты расхода и коэффициенты напора**. Размерные и безразмерные характеристики однозначно связаны. Преимуществом последних является то, что они более универсальны, будучи в меньшей степени подвержены влиянию начальных условий.

Безразмерные характеристики в отдельных случаях применяют при расчетах ТК в целом, но обычно их используют применительно к отдельным ступеням. Форма характеристик ступени рассмотрена ниже в упрощенной постановке, что позволяет получить приближенные аналитические

зависимости. Общие закономерности одинаковы применительно к ступеням ОК и ЦК. Анализ выполнен на примере центробежной ступени.

Принятые ниже упрощающие допущения:

– так как скорости на входе и выходе из ступени практически одинаковы, динамический напор в уравнении Бернулли опущен,

– сравнительно небольшие значения дискового трения и протечек в лабиринтных уплотнениях не рассматриваются.

Уравнение Бернулли при этих условиях:  $h_T = h_p + h_w$  и политропный КПД без учета дискового трения и протечек – **гидравлический КПД** –  $\eta_w = h_p / h_T$ .

При переходе от размерных к безразмерным характеристикам примем во внимание следующее. Политропный напор, необходимый для получения

отношения давлений равен  $h_p = \eta \frac{k}{k-1} RT_1 \left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)$ , или:

$$\pi = \left( 1 + \frac{k-1}{k * RT_1} h_T \right)^{\frac{k}{k-1}\eta} = \left( 1 + \frac{k-1}{k * RT_1} \psi_T u_2^2 \right)^{\frac{k}{k-1}\eta}. \quad (2.4.3)$$

Здесь  $\psi_T = \frac{h_T}{u_2^2} = \frac{c_{u2}}{u_2}$  – **коэффициент теоретического напора центробежного рабочего колеса** при обычном для этого типа ступеней отсутствии закрутки потока на входе ( $c_{u1} = 0$ ).

Из (2.4.3) вытекает однозначная связь отношения давлений  $\pi$  с коэффициентом теоретического напора при заданной скорости вращения и начальных условия, при известном значении КПД. Для представления напорной характеристики в безразмерном виде введем **коэффициент расхода на выходе из РК**  $\phi_2 = \frac{c_{r2}}{u_2}$ .

Массовый расход ступени, определяемый по параметрам на выходе из рабочего колеса равен:



бесконечно тонких лопаток (часто используемая модель для выяснения фундаментальных закономерностей рабочего процесса).

Из-за бесконечности числа лопаток поток на выходе из РК имеет направление, полностью совпадающее с направлением лопаток на выходе:

$$\beta_{2\infty} = \beta_{л2}. \quad (2.4.6)$$

На рис. 2.4.2 показаны схемы разных лопаточных аппаратов РК и соответствующие им выходные треугольники скоростей при бесконечном числе лопаток.

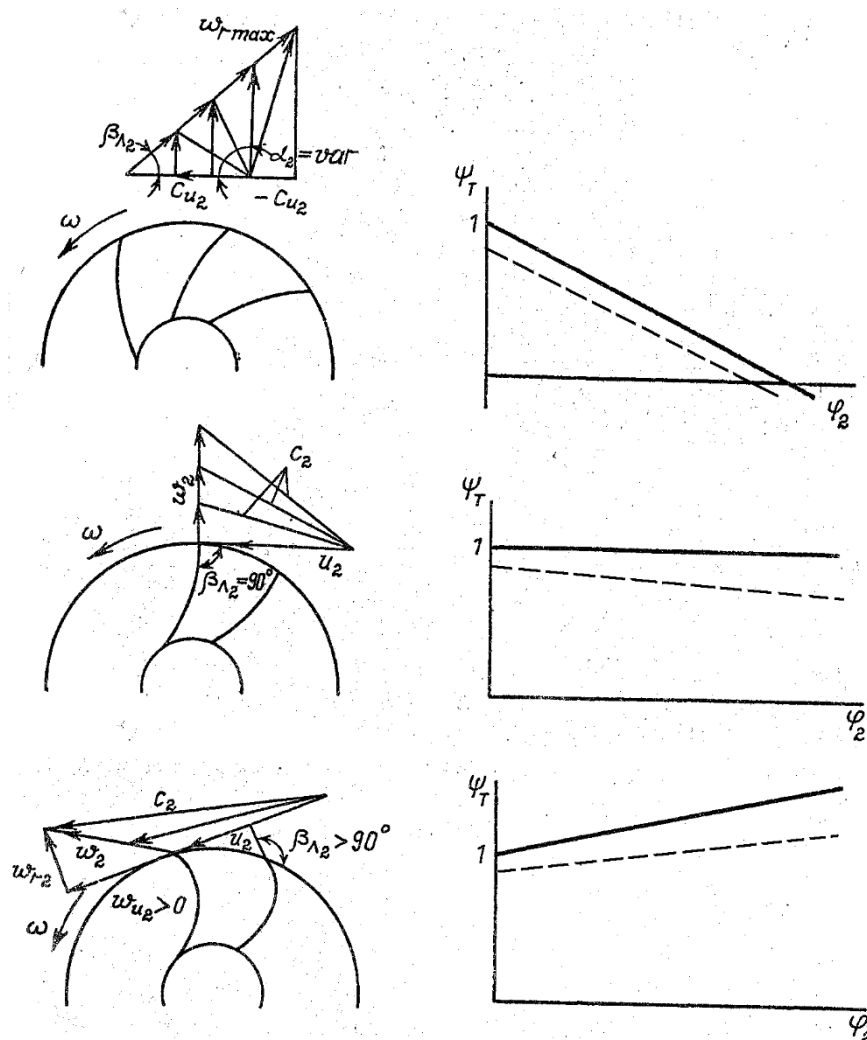


Рис. 2.4.2. Выходные треугольники скоростей и напорные характеристики идеальных рабочих колес: вверху –  $\beta_{л2} < 90^\circ$ , в середине –

$\beta_{л2} = 90^\circ$ , внизу –  $\beta_{л2} > 90^\circ$ . Сплошные линии – бесконечное число лопаток, штриховые линии – конечное число лопаток

Зависимость между окружной составляющей скорости и расходом вытекает из соотношения между сторонами выходного треугольника скоростей  $c_{u2\infty} = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_{л2}$ , или в безразмерном виде:

$$\psi_{T\infty} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}. \quad (2.4.7)$$

В соответствии с этим уравнением при бесконечном числе лопаток напорная характеристика линейная, и ее протекание зависит от величины выходного угла лопаток:

1.  $\beta_{л2} < 90^\circ$ . Рабочие колеса с выходными углами менее  $90^\circ$  наиболее характерны для промышленных центробежных компрессоров. Коэффициент напора линейно увеличивается с уменьшением коэффициента расхода в пределах:  $\psi_{T\infty} = 1$  при нулевом расходе  $\varphi_2 = 0$ , и  $\psi_{T\infty} = 0$  при максимально достижимом расходе  $\varphi_2 = \operatorname{tg} \beta_{л2}$ .

При нулевом расходе поток не проходит через колесо и раскручивается им до окружной скорости  $u_2$  на выходе из РК. При максимальном для данного РК расходе, поток как бы «убегает» от загнутых назад лопаток, не приобретая закрутки в колесе. В этом случае работа к газу не подводится, движение возможно только в силу инерции газа, приобретенной за счет какого-либо внешнего источника механической энергии. При максимальном расходе момент от РК газу не передается, лопатки становятся «нерабочими». В четвертом квадрате характеристики при  $\varphi_2 > \operatorname{tg} \beta_{л2}$  коэффициент напора становится отрицательным, компрессорное колесо становится турбинным, работа передается от газа на лопатки колеса.

2.  $\beta_{л2} = 90^\circ$ . Колеса с такими выходными углами находят применение в турбонагнетателях ДВС, газотурбинных двигателях, иногда в ЦК промышленного назначения. У идеального компрессора  $\psi_{T\infty} = 1$  вне зависимости от расхода.

3.  $\beta_{л2} > 90^\circ$ . При нулевом расходе  $\psi_{T\infty} = 1$ , линейно возрастая с ростом коэффициента расхода. В идеальном компрессоре без потерь можно было бы получить бесконечно большой напор при бесконечно большом расходе через

такое колесо. В реальном компрессоре этому препятствуют потери, которые быстро увеличиваются с ростом расхода. Рабочие колеса с  $\beta_{л2} > 90^\circ$  имеют недостатки, препятствующие их сколько-нибудь широкому применению в компрессорах. Они находят значительное применение в особых типах вентиляторов.

Сопоставляя треугольники скоростей и напорные характеристики отметим, что чем больше выходной угол лопаток, тем больше коэффициент теоретического напора при одинаковом коэффициенте расхода. Это преимущество колес с большими выходными углами. Один из недостатков высоконапорных РК очевиден из рассматриваемых треугольников скоростей: чем больше  $\beta_{л2}$  и  $\psi_T$ , тем больше скорость  $c_2/u_2$  за рабочим колесом. Это ведет к росту потерь в неподвижных элементах и к снижению КПД ступеней. Второй недостаток связан с самим характером изменения  $\psi_T$ , что поясняется ниже.

**Характеристики теоретического напора реальных ТК.** Из-за инерционности потока в реальном компрессоре с конечным числом лопаток угол  $\beta_{л2}$  всегда меньше угла  $\beta_{л2}$  на величину угла отставания. Проявление вязкости еще увеличивает угол отставания. Роль вязкости заключается в том, что на задней поверхности пограничный слой более толстый, чем на передней. В результате активный поток как бы отесняется в сторону, противоположную вращению. Усугубляет влияние вязкости возможное образование зоны отрыва пограничного слоя на задней поверхности лопаток. Помимо уменьшения угла выхода потока  $\beta_{л2}$  пограничные слои, и отрывные зоны увеличивают скорость  $w_2$  в активной части потока. При  $\beta_{л2} < 90^\circ$  это дополнительно снижает коэффициент теоретического напора реального ТК по сравнению с идеальным РК, имеющим бесконечное число лопаток.

В реальных рабочих колесах угол отставания потока  $\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2 = 5...8^\circ$  у ОК и  $10...25^\circ$  у ЦК (в зависимости от формы лопаточной решетки и режима работы). Этот угол меняется с изменением расхода. Тем не менее, зависимость  $\psi_T = f(\varphi_2)$  в большей части характеристики реальных рабочих колес практически линейна. Характеристики реальных компрессоров идут ниже характеристик идеальных компрессоров с теми же  $\beta_{л2}$ , но повторяют их характерную форму, что показано штриховыми линиями на рис. 2.4.2.

Хотя приведенные примеры касались центробежных РК, вид зависимости  $\psi_T = f(\varphi_2)$  для колес осевых ступеней идентичен показанной на рис. 2.4.2 характеристике при  $\beta_{л2} < 90^\circ$ .

**Характеристики КПД и полезного напора.** В отличие от идеального, в реальном компрессоре имеют место потери напора, которые зависят от режима работы.

Так как на входе и выходе из ступени динамические напоры практически одинаковы, полезный (политропный) напор равен подведенному (теоретическому) напору за вычетом напоров, потерянных в рабочем колесе и неподвижных элементах:

$$h_n = h_T - h_{\text{врк}} - h_{\text{внэ}}, \quad (2.4.8)$$

Рассмотрим зависимость потеряннного напора от расхода на примере потерь в рабочем колесе  $h_{\text{врк}}$ . Потери в неподвижных элементах ПЧ зависят от расхода аналогичным образом, поэтому и характеристики ступени в целом имеют такой же характер, как и у РК.

Схема межлопаточного канала РК и треугольники скоростей на входе при разных расходах показаны на рис. 2.4.3.

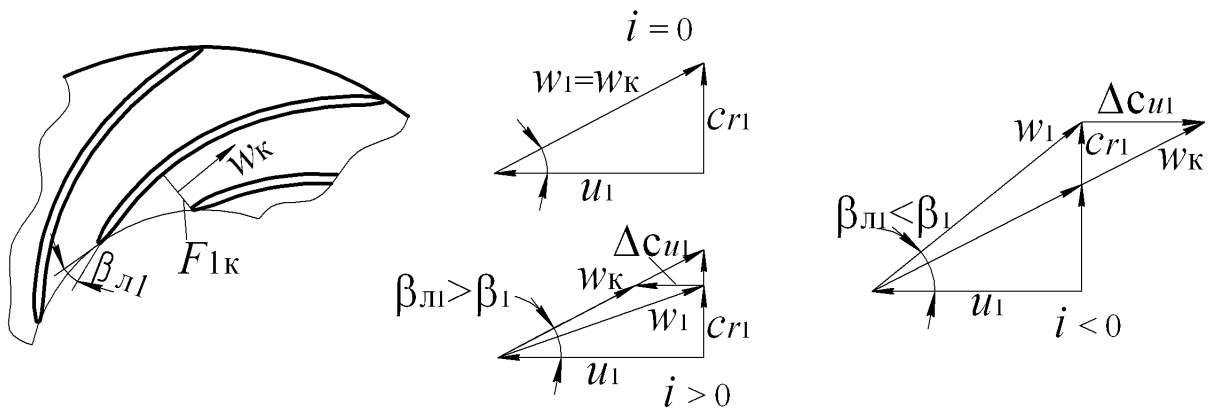


Рис. 2.4.3. Схема межлопаточного канала рабочего колеса и треугольники скоростей на входе при разных расходах

Предпримем упрощенный, но отражающий основные закономерности анализ. Потери в рабочем колесе поделим на две составляющие по месту их



возникновения, а именно, потери в межлопаточном канале и потери на входе в межлопаточный канал:

$$h_{w_{pk}} = h_{w_{кан}} + h_{w_{вх}}, \quad (2.4.9 \text{ а})$$

или в безразмерном виде по отношению к  $u_2^2$ :

$$\Psi_{w_{pk}} = \Psi_{w_{кан}} + \Psi_{w_{вх}}. \quad (2.4.9 \text{ б})$$

Соотношение между подведенным напором и двумя видами потеряннного напора показано на рис. 2.4.4.

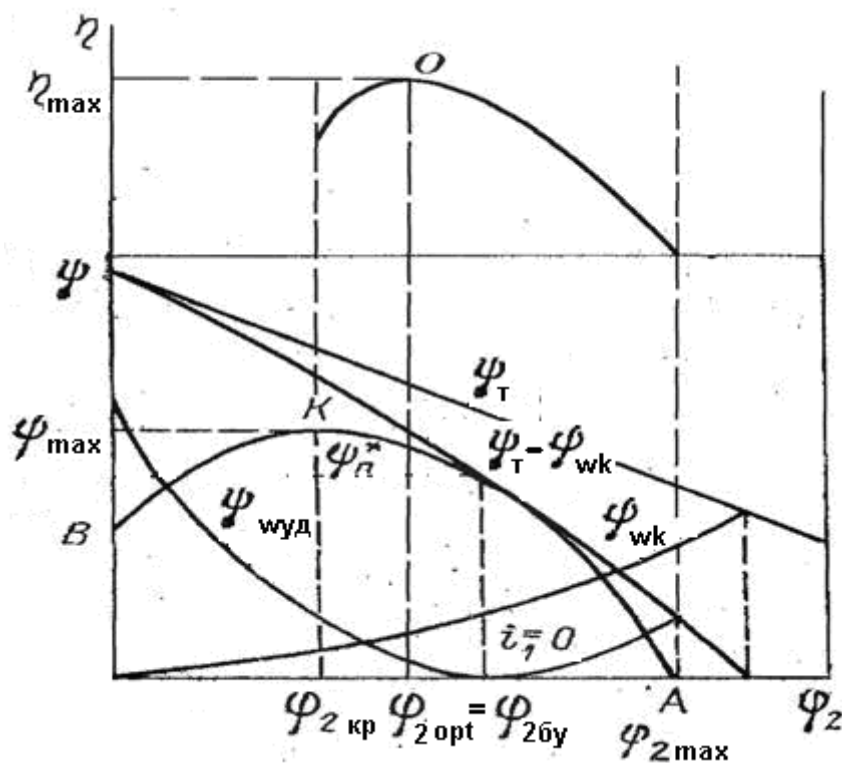


Рис.2.4.4. Виды потерь напора и характеристики рабочего колеса

Зависимость канальных потерь от расхода определяется следующими обстоятельствами. После входа в межлопаточный канал поток направляется поверхностями лопаток, имея скорость в начальном сечении  $w_k$ ,

совпадающую по направлению с входным углом лопаток  $\beta_{л1}$ . Величина скорости равна  $w_k = \frac{\bar{m}}{\rho_1 * F_{1k} * z}$  ( $F_{1k}$  – поперечное сечение межлопаточного канала на входе) и меняется практически пропорционально расходу газа, так как плотность  $\rho_1$  на входе в межлопаточный канал практически не зависит от расхода в пределах рабочей зоны характеристики.

В соответствии с положениями теории подобия безразмерный коэффициент потерь канала  $\zeta_k = \frac{h_{wk}}{0,5w_k^2}$ , как число подобия, зависит от формы канала и критериев подобия  $k, M, R_e$ . Первый из них не зависит от режима работы ступени, а вторые два увеличиваются с ростом скорости  $w_k$  при увеличении расхода. Как известно, роль критерия  $R_e$  проявляется только при очень сильном его изменении. В пределах рабочей зоны характеристики расход, и соответственно скорость  $w_k$ , меняется не более чем в 2,5 раза. Такой диапазон изменения  $R_e$  не отражается на характеристиках. Изменение критерия сжимаемости  $M$  следует рассматривать как значительное. Однако если при этом скорости остаются дозвуковыми, то влиянием и этого критерия на результаты упрощенного анализа можно пренебречь.

Из уравнения неразрывности вытекает связь между безразмерной скоростью в начале канала и коэффициентом расхода  $\bar{m} = \rho_1 z w_k F_k = \rho_2 \pi D_2 b_2 \varphi_2 u_2$ :

$$\bar{w}_k = \frac{w_k}{u_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \frac{z F_k}{\pi D_2 b_2} \varphi_2. \quad (2.4.10)$$

Поэтому коэффициент  $\psi_{wk} = \frac{h_{wk}}{u_2^2}$  зависит от коэффициента расхода  $\varphi_2$  следующим образом:

$$\psi_{wk} = 0,5 \zeta_k \bar{w}_k^2 = 0,5 \zeta_k \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \frac{z F_k}{\pi D_2 b_2} \right)^2 \varphi_2^2. \quad (2.4.11)$$

При упрощенном анализе изменением отношения плотностей на выходе и входе канала  $\frac{\rho_2}{\rho_1}$  можно пренебречь. Тогда зависимость  $\Psi_{wk} = f(\varphi_2)$  - это квадратичная парабола, показанная на рис. 2.4.4.

**Ударные потери.** Как следует из треугольников скоростей на рис. 2.4.3, только при одном значении расхода  $\bar{m}_{\sigma y} = \rho_1 F_1 c_{1\sigma y}$  относительная скорость  $w_1$  совпадает по направлению со скоростью на входе в канал  $w_k$ . Это направление **безударного входа**.

В разделе 2.2 было показано, что с ростом расхода углы потока увеличиваются, и наоборот. Соответственно, при  $\varphi_2 < \varphi_{2\sigma y}$  поток входит в межлопаточные каналы с положительным углом атаки  $i = \beta_{\sigma 1} - \beta_1 > 0$ , а при расходе больше безударного – с отрицательным углом атаки.

На рис. 2.4.3 показано, что при  $\varphi_2 < \varphi_{2\sigma y}$  поток отклоняется лопатками до направления лопаток на входе, т.е. до угла  $\beta_{\sigma 1}$ . Скорость приобретает положительную закрутку и уменьшается:  $w_k < w_1$ . При большем расходе скорость приобретает отрицательную закрутку и возрастает:  $w_k > w_1$ . Векторное соотношение между скоростями на входе в межлопаточные каналы и перед лопаточной решеткой:

$$\vec{w}_k = \vec{w}_1 + \Delta \vec{c}_{u1}. \quad (2.4.12)$$

Процесс быстрого изменения вектора скорости на входе сопровождается возникновением **ударных потерь**. Ниже процесс возникновения ударных потерь будет рассмотрен более строго на основе теории лопаточных решеток. Здесь использована простая, но достаточно корректная аналогия этому процессу — внезапное расширение потока при его переходе из трубы меньшего диаметра в трубу большего диаметра — рис. 2.4.5. Потери внезапного расширения практически точно определяет **формула Борда — Карно**, выводимая с помощью теоремы импульсов:

$$h_{w\text{вр}} = \frac{(c_1 - c_2)^2}{2} = \frac{\Delta c^2}{2}, \quad (2.4.13 \text{ a})$$

или в безразмерном виде

$$\zeta_{ep} = \frac{h_{wep}}{c_1^2/2} = 0,5 \left(1 - \frac{c_2}{c_1}\right)^2 = 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 \quad \zeta_{ep} = -h_{wvp} = \frac{(c_1 - c_2)^2}{2} = \frac{\Delta c^2}{2}. \quad (2.4.13 \text{ б})$$

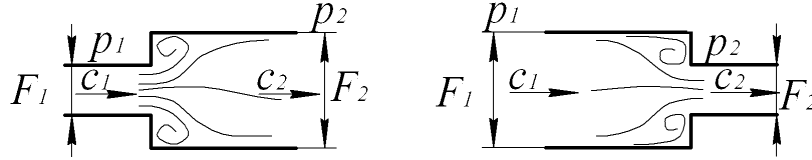


Рис. 2.4.5. Схема к возникновению и расчету потерь внезапного расширения и сужения

Формулы (2.4.13 а, б) пригодны и для оценки потерь внезапного сужения.

По аналогии с формулой Борда – Карно для качественного анализа ударные потери в лопаточной решетке принимают равными:

$$h_{wy\partial} = \frac{(w_1 - w_k)^2}{2} = \frac{\Delta w_{u1}^2}{2}, \quad (2.4.14 \text{ а})$$

Или в безразмерном виде

$$\Psi_{wy\partial} = \frac{h_{wy\partial}}{h_T} = \frac{\Delta \bar{w}^2}{2\Psi_T}. \quad (2.4.14 \text{ б})$$

В отличие от вполне точной формулы Борда — Карно, формулы (2.4.14) отражают величину входных потерь приближенно, но вполне соответствуют характеру возникновения ударных потерь, а именно:

– при некотором расходе поток входит в межлопаточные каналы без изменения скорости. В этом случае входные потери отсутствуют, выполняется условие безударного входа. На рис. 2.4.4 этот режим обозначен символом  $\varphi_{\partial y}$  ( $i = 0$ ).

– при меньшем расходе имеют место ударные потери с положительными углами атаки, пропорциональные квадрату приобретенной положительной закрутки потока,

– при большем расходе имеют место ударные потери с отрицательными углами атаки, пропорциональные квадрату приобретенной отрицательной закрутки потока.

На рис. 2.4.4 зависимость  $\psi_{wyd}$  имеет вид параболы с нулевым значением при  $\varphi_{2\bar{by}}$ .

**Характеристика политропного напора.** Графики на рис. 2.4.4 поясняют форму характеристики полезного напора  $\psi_p^* = f(\varphi_2)$  (индекс \* указывает на наличие динамического напора на выходе из РК). С уменьшением расхода теоретический напор возрастает. При расходе больше безударного  $\varphi_2 \succ \varphi_{2\bar{by}}$  полезный напор быстро уменьшается, так как уменьшается теоретический напор, и увеличиваются обе составляющие потерь  $\psi_{wk}$  и  $\psi_{wyd}$ . При расходе меньше расчетного полезный напор сначала увеличивается, так как растет теоретический напор, уменьшаются потери напора в канале из-за уменьшения расхода, а ударные потери возрастают постепенно. Но с ростом ударных потерь при дальнейшем уменьшении расхода рост полезного напора замедляется, достигает максимума, а затем начинает снижаться. Последнее обстоятельство имеет очень важное значение.

**Характеристика КПД.** Зависимость  $\eta = f(\varphi_2)$  вытекает из характеристик теоретического и потерянного коэффициентов напора  $\psi_T$  и  $h_w = h_{wk} + h_{wyd}$ . При максимальном расходе и нулевом полезном напоре КПД равен нулю. Максимум КПД в зависимости от соотношения между характеристиками подведенного и потерянному напоров может быть немного левее режима безударного входа  $\varphi_{2opt} \prec \varphi_{2\bar{by}}$ , немного правее его –  $\varphi_{2opt} \succ \varphi_{2\bar{by}}$ , или практически совпадать с ним  $\varphi_{2opt} \approx \varphi_{2\bar{by}}$ .

Как указывалось, зависимость потерь в неподвижных элементах ступени от расхода такая же, как у рабочего колеса. Поэтому характеристики и центробежных, и осевых ступеней идентичны представленным на рис. 2.4.4.

## 2.5. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТУРБОКОМПРЕССОРА С СЕТЬЮ. ПОМПАЖ

Характеристика компрессора или ступени определяет режимы, при которых их работа возможна в принципе. На каком именно режиме будет работать компрессор, можно установить, зная характеристику сети. Условие совместной работы с сетью: **при одинаковом расходе с сетью компрессор должен развивать давление, которое необходимо для перемещения соответствующего массового расхода через сеть.** Перепад давления в сети может идти:

- на преодоление сопротивления движению. Типичный случай – транспортировка газа по трубопроводу,

- на преодоление сопротивления и на совершение работы расширения. (Примеры: пневматическая система машиностроительного предприятия, цикловой компрессор газотурбинного двигателя).

Зависимость перепада давления от расхода у различных сетей может быть различной. Наиболее часто встречаются сети, у которых такая зависимость близка к квадратичной параболе. К ним относятся, например, трубы газопроводов:

$$\Delta p = \rho h_w = \rho \zeta_{сети} 0,5c^2 = 0,5\zeta_{мп} \left( \frac{\bar{m}}{f_{мп}\rho} \right)^2 \times \rho. \quad (2.5.1)$$

Здесь  $\zeta_{сети}$  – коэффициент потерь трубы,  $\bar{m}$  – массовый расход компрессора и сети,  $f_{мп}$  – площадь поперечного сечения трубы. Так как при движении по трубопроводу давление заметно падает, плотность так же сильно уменьшается. Поэтому в (2.5.1) под значениями расходной скорости  $c$  и плотности  $\rho$  следует понимать некоторые средние значения. Соотношение (2.5.1) демонстрирует тенденцию: параболический характер потери давления от расхода для большинства сетей, обслуживаемых турбокомпрессорами.

Напорная характеристика ТК, и зависящие от конкретных условий работы характеристики сети при разном перепаде давления в сети показаны на рис. 2.5.1. Для пневматической сети предприятия, например, перепад давления в сети зависит от числа параллельно работающих потребителей. В соотношении (2.5.1) в этом случае переменной величиной является проходное сечение  $f_{мп}$ . Оно тем больше, чем больше количество потребителей.

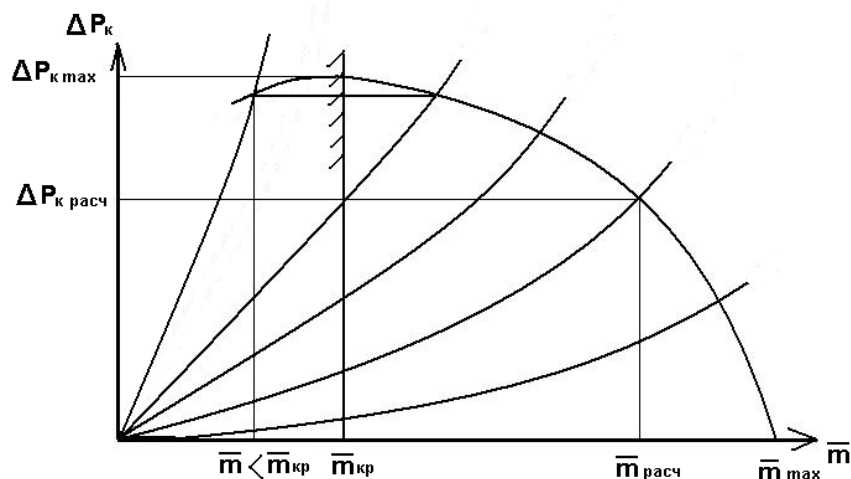


Рис. 2.5.1. Характеристика турбокомпрессора и характеристики сети при разном перепаде давления в сети

Рабочая точка на размерной характеристике компрессора определяется пересечением кривых  $\Delta p_k = p_n - p_k = \Delta p_{сети}$ . Если это пересечение соответствует  $\bar{m} > \bar{m}_{кр}$ , где  $\bar{m}_{кр}$  – массовый расход, при котором  $\Delta p_k$  максимально, работа компрессора и сети устойчива. Если же характеристика сети протекает более круто, и пересечение соответствует  $\bar{m} < \bar{m}_{кр}$ , работа системы неустойчива. Наступает явление, называемое **помпажем**. Это нестационарный низкочастотный процесс (один период в несколько секунд), при котором сжимаемый газ, поступаая в сеть, периодически прорывается из сети на всасывание.

Не прибегая к математической теории устойчивости системы, приведем простейшее объяснение. Процесс перехода от устойчивой области  $\bar{m} > \bar{m}_{кр}$  к неустойчивой  $\bar{m} < \bar{m}_{кр}$  – это нестационарный переходный процесс. В какой-то момент времени давление в сети соответствует максимальному давлению, развиваемому компрессором в предыдущий момент, а давление компрессора уже стало меньше. При прорыве части газа на всасывание через компрессор, давление в сети существенно снижается. Компрессор начинает работать с  $\bar{m} > \bar{m}_{кр}$ , постепенно повышая давление в сети и попадая снова на неустойчивую часть характеристики

При помпаже скорость движения газа в проточной части меняет свое направление на противоположное. При этом меняется на противоположную и аэродинамическая сила. Можно просто представить порядок величин аэродинамических сил, поскольку их момент относительно оси ротора

требует для вращения последнего эффективной мощности приводного двигателя  $N_e$ , измеряемой сотнями, тысячами и десятками тысяч кВт. При изменении таких больших сил и момента на противоположные, механические нагрузки на лопадки ОК, вал, подшипники, диафрагмы и корпус ТК в целом превышают допустимые величины. Практика эксплуатации знает случаи, когда даже непродолжительная работа на режиме помпажа приводила к разрушению компрессора.

Исходя из этого, работа компрессора ограничена зоной  $\bar{m}_{кр}$ . Причем для промышленных компрессоров типичные рабочие режимы лежат в пределах  $\bar{m}_{расч} - \bar{m}_{кр}$ . Характеристика промышленного компрессора считается тем лучшей, чем меньше отношение  $\frac{\bar{m}_{кр}}{\bar{m}_{расч}}$ .

**Особые точки характеристики** (рис. 2.5.2). При эксплуатации ТК важное значение имеют следующие режимы его работы:

- **оптимальный расход** ( $\bar{m}_{opt}, \bar{V}_{нopt}, \Phi_{opt}$ ) соответствует максимуму КПД. При использовании ТК желательно, чтобы наиболее продолжительное время он работал на этом расходе,

- **расчетный расход** ( $\bar{m}_p, \bar{V}_{нp}, \Phi_p$ ) соответствует ТЗ на проектирование компрессора и обычно совпадает с оптимальным, но может и отличаться от него по разным причинам,

- **максимальный расход** ( $\bar{m}_{max}, \bar{V}_{нmax}, \Phi_{max}$ ). При максимальном расходе ТК не создает повышения давления. Вся подводимая механическая энергия двигателя идет на преодоление сопротивления проточной части. Его величина дает представление о границе использования ТК при расходе больше расчетного,

- **критический расход** ( $\bar{m}_{кр}, \bar{V}_{нкр}, \Phi_{кр}$ ) соответствует максимуму развиваемого компрессором давления (отношения давлений, коэффициента политропного напора ступени). Как указывалось, при расходе меньше критического возникает опасность попадания компрессора в помпаж, что недопустимо. Значения  $\bar{m}_{кр}, \bar{V}_{нкр}, \Phi_{кр}$  – соответствуют **границе помпажа**, показанной на рис. 2.5.2. При приближении рабочей точки (точка пересечения характеристик ТК и обслуживаемой сети) к границе помпажа, включается специальная система противопомпажной защиты. Она перепускает часть сжимаемого газа на всасывание ТК (у воздушных ТК часть сжимаемого воздуха сбрасывается в атмосферу). Понятно, что включение



антипомпажной защиты ведет к перерасходу энергии. Невозможность ТК эффективно работать при расходах меньше критического, является их крупным недостатком.

## 2.6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ – ЦЕЛИ И МЕТОДЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

При проектировании ТК необходимо определить такие размеры и режим работы проточной части, при которых будет обеспечена заданные производительность и конечное давление при минимальной затраченной мощности двигателя, т.е. при максимальном КПД. Из уравнения Бернулли следует, что искомое решение возможно, если есть способ расчета подведенного напора  $h_i$  и потеряннного напора  $h_r$ . Для решения задачи в строгой постановке нужно осуществить численное интегрирование уравнений движения второго порядка в частных производных совместно с другими уравнениями, описывающими рабочий процесс. При таком подходе в конкретной проточной части при заданных условиях работы должны быть рассчитаны **все** параметры потока во **всей** проточной части. Требуемый проектировщику результат – определение газодинамической характеристики  $\pi, \eta = f(\bar{m})$  – это частный результат общего расчета течения.

Современные компьютерные программы расчета вязкого пространственного потока (РВП) реализуют именно такой подход. Процесс проектирования с применением РВП может заключаться в расчете разных вариантов проточной части, внесения изменений для получения заданного напора и расхода, сопоставление вариантов с разными размерами и формой ПЧ для отбора наиболее эффективного. Вероятно, задачу перебора вариантов можно формализовать и поручить компьютеру. При реализации такого подхода проектировщику ТК было бы достаточно знания самых общих положений теории, без проникновения в суть рабочего процесса.

Пока такой подход не может быть реализован по той причине, что современные программы РВП при всем совершенстве алгоритмов, пред- и постпроцессоров, по своей сути полуэмпирические. Для решения основной задачи – численного интегрирования уравнений движения – используются эмпирические модели турбулентности, отнюдь не имеющие универсального характера. Решения требуют проверки сопоставлением с экспериментальными результатами. Положительный опыт применения РВП очень внушителен, но доверять этим программам расчет характеристик ТК и отбор оптимальных вариантов пока нельзя. Несмотря на быстрый прогресс

вычислительной техники, применение программ РВП все еще довольно трудоемки и недешевы.

Как и ранее, прикладные задачи теории ТК – это задачи проектирования и расчета характеристик – решаются на основании упрощенных, так называемых инженерных методов. Для их грамотного применения, анализа результатов, отбора наиболее эффективных вариантов ПЧ на основании качественного анализа требуется глубокое понимание сути газодинамических процессов проточной части. Как указывалось, прикладная газодинамическая теория ТК должна дать ответ на два основных вопроса:

– какова величина подводимой к газу удельной механической работы

$$h_i = h_T + h_{np} + h_{md},$$

– каков потерянный напор  $h_r$ .

В последующих разделах рассмотрены процессы передачи газу механической работы и возникновения потерь напора, инженерные методы расчета и проектирования проточных частей. Наиболее сложная проблема – определение потерянного напора. Механизм возникновения потерь рассмотрен в своей основе и с необходимой детализацией в следующем разделе, где рассматривается движение газа в каналах простой формы.

### 3. ДВИЖЕНИЕ ГАЗА В КАНАЛАХ ПРОСТОЙ ФОРМЫ

#### 3.1. КАНАЛЫ ПРОСТОЙ ФОРМЫ КАК МОДЕЛИ ДЛЯ РАССМОТРЕНИЯ ПРОЦЕССОВ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОМАШИН

Проточная часть турбомашин состоит из ряда следующих друг за другом каналов различной формы:

– **осесимметричные безлопаточные каналы.** К таким каналам относятся входные участки рабочих колёс центробежных компрессоров, безлопаточные диффузоры центробежных компрессоров, поворотные колена между диффузором и обратно-направляющим аппаратом, переходы от обратно-направляющего аппарата к рабочему колесу следующей ступени (рис. 1.2.5). К данному типу каналов относятся и осесимметричные входные патрубки центробежных и осевых компрессоров при подводе газа в осевом направлении. В осевых компрессорах к таким участкам относятся конические диффузоры на выходе из ступени (между сечениями «3» и «4» – рис. 1.2.1).

– **сложные пространственные каналы,** не обладающие осевой симметрией - **входные и выходные устройства** центробежных и осевых компрессоров. Входной патрубком компрессора при подводе газа в направлении, не совпадающем с осью ротора, представляет собой сложный пространственный канал, имеющий обычно плоскость симметрии, проходящую через ось вращения ротора. Выходные устройства турбокомпрессоров – сборная камера или улитка, также имеют сложную пространственную форму.

– **радиальные и кольцевые лопаточные решётки.** В центробежном компрессоре это лопаточные решётки рабочих колёс, лопаточных диффузоров и обратно-направляющих аппаратов. В осевом компрессоре это лопаточные решётки рабочих колёс и неподвижных направляющих аппаратов ступени, а так же входных направляющих аппаратов и спрямляющих аппаратов. Основные рабочие процессы ТК определяются движением газа в лопаточных решетках.

В зависимости от решаемой задачи лопаточные аппараты турбомашин могут рассматриваться как совокупность профилей, или как совокупность каналов. Совокупность лопаточных профилей показана на рис. 3.1.1 слева. При этом рассматривается обтекание профиля, ограниченного линиями тока, проходящими посередине между лопатками. Такой анализ наиболее близок к реальным условиям работы турбомашин. При этом выявляется механизм

передачи механической работы двигателю рабочему телу, наиболее корректно описывается процесс отставания потока от направления лопаток на выходе и процесс возникновения ударных потерь. Совокупность межлопаточных каналов показана на рис. 3.1.1 справа. При этом рассматривается течение в канале, ограниченном передней и задней поверхностями соседних лопаток. Такой подход позволяет легко анализировать все аспекты возникновения потерь напора (кроме ударных потерь). Рассмотрение каналов простой формы позволяет схематизировать потери напора, пояснить суть инженерных методов их оценки.

Каналы простой формы – трубы, диффузоры, конфузторы, поворотные колена – являются частью трубопроводов компрессорной установки и многих важных технических устройств. Специалисту необходимо знать суть процессов течения и способы расчета.

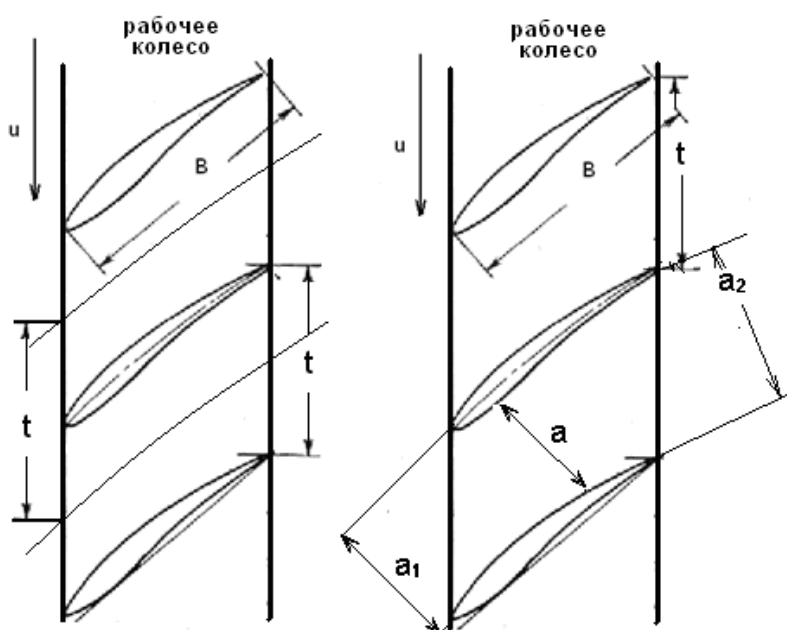


Рис. 3.1.1. Представление элементарной лопаточной решетки осевого компрессора: слева – как системы межлопаточных каналов, справа как совокупности профилей

Кроме того, содержание ч. 3 должно облегчить понимание сложных газодинамических процессов в проточных частях ТК, ведущих к возникновению потерь. Обращается внимание на принципы минимизации потерь напора при движении газа.

### 3.2. ДВИЖЕНИЕ ГАЗА В ТРУБАХ

**Начальный и основной участки трубы постоянного сечения.** Простейший характер носит движение газа в неподвижном прямолинейном канале – рис. 3.2.1. Здесь следует различать **начальный (разгонный) участок** течения и **основной участок (участок стабилизированного течения)**.

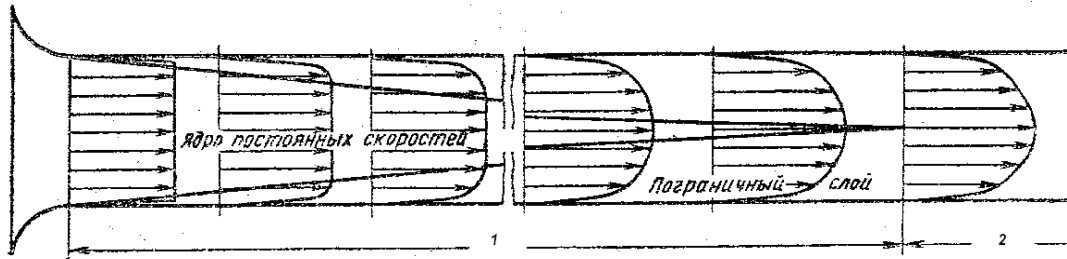


Рис. 3.2.1. Эпюры скоростей на начальном и основном участках в прямой трубе: 1 – начальный (разгонный) участок, 2 – основной участок

При движении невязкого потенциального потока взаимодействие с прямолинейным каналом отсутствует. Инерциальные силы взаимодействия не возникают, так как прямой канал не изменяет направления движения. Силы вязкости отсутствуют по определению.

Во многих практически важных случаях на входе в канал реальный вязкий поток имеет потенциальный характер – во входном сечении поле давлений и скоростей равномерное. Вместе с тем известно, что частицы газа имеют свойство «прилипать» к твердым поверхностям. На стенках канала частицы неподвижны, в середине канала движутся с заданной скоростью.

В начале канала изменение скорости от нуля до конечного значения происходит в относительно тонком слое, за пределами которого поле скоростей остается практически равномерным. В пристеночном слое, называемом **пограничным слоем**, в соответствии с **законом Ньютона** возникает касательное напряжение трения, которое равно произведению динамической вязкости на градиент скорости по нормали к поверхности:

$$\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial n} \text{ (н/м}^2\text{)}, \quad (3.2.1)$$

На элементарном участке канала длиной  $dl$  возникает сила трения  $dR_w = \tau \times dl \times U$  (н), где  $U$  – смоченный периметр канала, равный  $\pi d$  (м) для круглой трубы. Сила сопротивления движения преодолевается за счет уменьшения механической энергии газа.

Так как за пределами пограничного слоя скорости остаются равномерными, силы вязкости там отсутствуют. Поток разделяется на вязкий пограничный слой и **невязкое ядро** потока. В поперечном сечении поле статических давлений остается равномерным, поскольку поток не отклоняется от прямолинейного направления. Поэтому в пограничном слое полное давление меньше полного давления в ядре потока  $p_{nc}^* = p + 0,5c^2 < p + 0,5C^2 = p_y^*$  – здесь и далее при сопоставлении параметров потока скорость в пограничном слое будем обозначать строчными, а в ядре – прописными буквами.

Преодоление сопротивления трения происходит за счет падения кинетической энергии в пограничном слое. Так как по мере продвижения вглубь канала потеря механической энергии нарастает

$$N_w = (c \times R_w)_l = U \int_0^l c \times \tau \times dl \quad (Bm),$$

то увеличивается масса газа с пониженной кинетической энергией, т.е. пограничный слой по мере продвижения вглубь канала занимает все большую часть поперечного сечения. Толщина пограничного слоя – это условная величина. Допустимо принимать ее равной расстоянию от поверхности стенки до точки в потоке, в которой величина скорости меньше скорости основной части (ядра) потока на 1%. Более строгим считается определение с помощью интегральной величины – толщины вытеснения [15]:

$$\delta^* = \frac{\int_0^{\delta^*} (C - c) dn}{C}. \quad (3.2.2)$$

По мере удаления от начала канала происходит увеличение толщины пограничного слоя. Постепенно невязкое ядро потока перестает существовать, так как пограничный слой смыкается в середине канала. Под начальным участком подразумевается участок трубы, в котором равномерный профиль скоростей на входе уступает место профилю развитого течения, в котором невязкое ядро отсутствует.

Второе название начального участка – разгонный участок – связано с тем, что максимальная скорость в середине канала возрастает из-за увеличения толщины вытеснения. При ламинарном течении на основном участке скорость в середине трубы вдвое больше равномерной скорости на входе в канал.

На основном участке силы вязкости проявляются по всему сечению. Деление потока на ядро и пограничный слой здесь неправомерно. В турбомашинах длина каналов обычно меньше длины разгонного участка. В их каналах обычно можно выделить ядро потока и пограничные слои на стенках. Потому простейшей схемой каналов ТК следует считать именно начальный участок трубы. Из аналогии с движением газа на начальном участке трубы следует:

- в каналах турбомашин неизбежно возникновение потери механической энергии газа из-за трения о стенки проточной части,
- пограничный слой оказывает влияние на поле скоростей невязкого ядра, «загромождая» проходные сечения каналов тем сильнее, чем дальше от входа в канал находится рассматриваемое поперечное сечение,
- в особо узких каналах проточной части, характерных, например, для центробежных компрессоров высокого давления, течение может принять развитый характер.

**Ламинарный и турбулентный характер течения.** Движение газа в прямой трубе при разных скоростях демонстрирует возможность существования двух разных режимов течения:

- при увеличении скорости от нуля до некоторой предельной величины газовые частицы движутся строго поступательно. Отдельные слои газа движутся с разной скоростью, но не перемешиваются между собой. Это **ламинарный (слоистый) режим течения**,
- при дальнейшем повышении скорости движение газовых частиц становится нестационарным и хаотическим. Величина продольной скорости меняется во времени относительно средней величины. Кроме того, появляются поперечные составляющие скорости, вызывающие взаимные перемещения газовых частиц из одного слоя в другой. Это **турбулентный режим течения**.

Хаотический турбулентный характер течения удобно схематизировать в виде наложения на вектор средней продольной скорости турбулентных пульсаций – рис. 3.2.2.

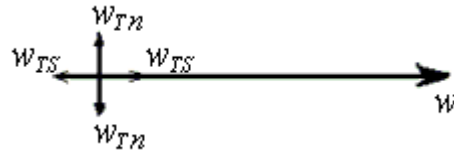


Рис. 3.2.2. Схематизация турбулентного потока как результат сложения осредненной скорости с продольной и поперечной пульсацией

В продольном направлении даже в невязком турбулентном ядре частицы соседних слоев постоянно смещаются друг относительно друга, вызывая потери трения. Измерения показывают, что в проточной части турбомашин эти потери малы. Наличие продольных пульсаций скорости несильно отличает турбулентное течение от ламинарного.

Существенное различие вносит наличие поперечных турбулентных пульсаций. При этом в пограничном слое, или в развитом потоке без невязкого ядра, ламинарные и турбулентные режимы существенно отличаются.

При турбулентном течении градиенты скорости  $\partial c / \partial n$  у стенок значительно больше, чем при ламинарном потоке. Это связано с тем, что частицы быстро движущихся слоев, попадая в более медленные, отдают им часть своей кинетической энергии. И наоборот, частицы из более близких к стенкам слоев, попадая в быстро движущиеся слои, приобретают часть кинетической энергии от них.

Ламинарный или турбулентный характер течения определяется соотношением между силами инерции и вязкости, действующими на газовые частицы. Это соотношение устанавливает критерий подобия газовых потоков, носящий имя английского ученого Рейнольдса. Критерий Рейнольдса для анализа развитого течения в каналах следует применять в следующей форме:

$$R_e = \frac{c \times d_e}{\nu} = \frac{c \times d_e}{\mu} \rho, \quad (3.2.3)$$

где  $c$  – среднерасходная скорость в сечении канала,  $d_e = 4f/U$  ( $f$  – площадь сечения,  $U$  – смоченный периметр канала) – гидравлический



диаметр;  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $\mu$  – динамическая вязкость,  $\rho$  – плотность среды.

Так как при турбулентном движении имеет место беспорядочное перемешивание частиц, касательное напряжение значительно больше, чем при ламинарном:  $\tau = \mu \frac{dc}{dy} + \rho l^2 \left| \frac{dc}{dy} \right| \frac{dc}{dy}$ , где  $l$  – длина пути перемешивания. В результате больших касательных напряжений и турбулентного перемешивания слоёв газа турбулентный пограничный слой на разгонном участке становится тоньше. Различаются и профили скорости на основном участке течения при ламинарном и турбулентном режиме – рис. 3.2.3. При ламинарном режиме стабилизированный профиль скорости устанавливается по параболическому закону, а при турбулентном режиме – приближенно по логарифмическому или степенному закону.

**Расчёт потери напора в основном участке канала.** На основном участке прямолинейных каналов профили скорости не меняются по длине. Сопротивление трения преодолевается за счет снижения статического давления\*.

Это делает очень простым экспериментальное определение закона сопротивления. По соображениям размерности касательное напряжение пропорционально динамическому давлению:

$$\tau = \lambda_1 \times \rho \frac{c_{cp}^2}{2} \tau, \quad (3.2.4)$$

где  $\tau$  – касательное напряжение на поверхности стенки канала;

$c_{cp} = \frac{1}{f} \int_f c \times df$  – среднерасходная скорость (индекс «ср» обычно опускают);

$\lambda_1$  – безразмерный коэффициент пропорциональности.

---

\* Это справедливо при отсутствии или пренебрежимо малом влиянии сжимаемости. При движении газа по очень длинной трубе (магистральный газопровод) давление и плотность уменьшаются заметно. При этом скорость газа растёт - вплоть до скорости звука в гипотетическом случае.

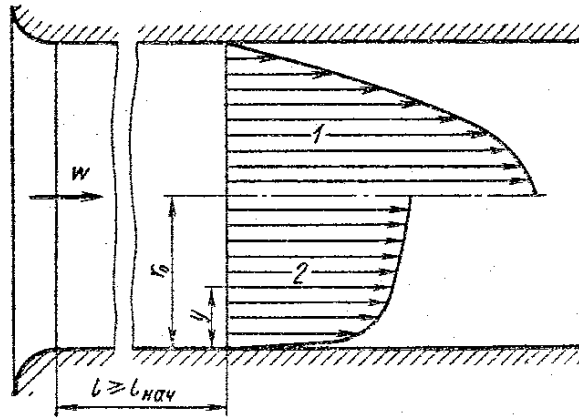


Рис. 3.2.3. Профили скорости на основном участке трубы:  
1 – ламинарный режим, 2 – турбулентный режим

Так как на основном участке каналов эпюры скоростей не меняются по длине, то везде одно и то же касательное напряжение, и один и тот же безразмерный коэффициент трения. При этом условии на участке канала длиной  $l$  сила сопротивления равна произведению касательного напряжения на смоченную поверхность, которая равна произведению длины участка на периметр поперечного сечения канала:  $R_{mp} = \tau \times U \times l = \lambda_1 \times \rho \frac{c_{cp}^2}{2} \times U \times l$ .

Сила трения преодолевается силой давления – произведением потери давления  $\Delta p$  на поперечное сечение канала  $F$ :  $R_{mp} = R_{дав}$ , т.е.  $\lambda_1 \times \rho \frac{c_{cp}^2}{2} \times U \times l = \Delta p \times F$  откуда потеря давления на участке канала длиной  $l$  равна:

$$\Delta p = \lambda_1 \times \rho \frac{c_{cp}^2}{2} \times \frac{l}{F/U}. \quad (3.2.5)$$

Отношение поперечного сечения к его периметру называется гидравлическим радиусом  $r_2 = F/U$ . Удобнее пользоваться учетверенной величиной гидравлического радиуса, которая называется **гидравлическим диаметром**  $d_2 = 4F/U$ , так как для канала круглого сечения гидравлический диаметр равен его диаметру. С учетом этого, потеря давления и коэффициент потерь основного участка канала равны:

$$\Delta p = \lambda \times \rho \frac{c_{cp}^2}{2} \times \frac{l}{d_2}, \quad (3.2.6 \text{ а})$$

$$\zeta_{mp} = \frac{\Delta p}{\rho \frac{c_{cp}^2}{2}} = \lambda \frac{l}{d_2}, \quad (3.2.6 \text{ б})$$

где  $\lambda = 4\lambda_1$  – эмпирический коэффициент трения.

Итак, коэффициент потерь трубы пропорционален безразмерному коэффициенту трения, длине трубы и обратно пропорционален гидравлическому диаметру. Потеря давления пропорциональна коэффициенту потерь и динамическому давлению  $\rho c^2 / 2$ .

**Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и относительной шероховатости.** В соответствии с теорией подобия безразмерный коэффициент трения должен зависеть от формы канала  $\bar{F}$  и критериев подобия:  $\lambda = f(\bar{F}, k, M, Re)$ .

Форму прямого канала определяет форма его поперечного сечения. Опыты показывают, что входящее в уравнения (3.2.6 а, б) соотношение длины и гидравлического диаметра канала, непосредственно отражая влияние формы на потери, не влияет на коэффициент трения  $\lambda$ . Он практически одинаков у каналов с круглым, прямоугольным и другим поперечным сечением. На коэффициент трения при рассмотренных ниже условиях оказывает влияние **относительная шероховатость** поверхностей

$\bar{k}_{ш} = \frac{k_{ш}}{d_2}$  – отношение высоты неровностей к гидравлическому диаметру. Для

прямой трубы относительная шероховатость – это геометрический параметр, по которому может отличаться форма разных труб.

Критерии сжимаемости  $k, M$  в рассматриваемом случае не влияют по определению, так как рассматриваются каналы ограниченной длины. В них потеря давления не столь велика, чтобы заметно повлиять на падение плотности газа по длине канала.

Определяющим критерием подобия в данном случае является, критерий динамического подобия Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{c d_e}{\nu} = \rho \frac{c d_e}{\mu}. \quad (3.2.7)$$

Критерий Рейнольдса характеризует соотношение между силами инерции и вязкости в потоке. Первые пропорциональны произведению характерного линейного размера на характерную скорость движения, вторые пропорциональны кинематической вязкости. Применительно к развитому течению в прямом канале характерный линейный размер – это гидравлический диаметр канала, характерная скорость – среднерасходная. Применительно к ТК вместо кинематической вязкости удобнее пользоваться динамической вязкостью  $\mu = \frac{\nu}{\rho}$ .

Экспериментальное определение коэффициента трения не вызывает трудностей. Для этого достаточно измерить падение давления на участке трубы с развитым течением длиной  $l$  с известным гидравлическим диаметром  $d_e$ . Известная плотность газа (жидкости) и измеренный массовый расход позволяют определить коэффициент потерь по формулам (3.2.6 а, б) и соответствующую данному эксперименту величину критерия Рейнольдса по формуле (3.2.7).

На рис. 3.2.4 приведена экспериментальная зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и от величины относительной шероховатости по данным Никурадзе.

Следует обратить внимание на то, что характерные для течения в турбомашинах значения критерия Рейнольдса обычно велики и соответствуют турбулентному режиму. Влияние критерия Рейнольдса проявляется при очень значительном изменении его величины. Поэтому для наглядности графиков по оси абсцисс использована логарифмическая шкала.

Экспериментальные данные показывают, что при ламинарном режиме течения ( $Re < 2300$ ) коэффициент трения не зависит от шероховатости труб и связан только со значением числа Рейнольдса. Экспериментальные данные при  $Re < 2300$  хорошо аппроксимируются простым соотношением:

$$\lambda = 64/Re. \quad (3.2.8)$$

Отсутствие влияния шероховатости на сопротивление связано с тем, что неровности поверхностей закрыты слоем практически неподвижного газа (жидкости). Сопротивление определяется трением движущегося газа о практически неподвижный пристеночный слой.

В зоне перехода от ламинарного к турбулентному режиму сопротивление возрастает, так как поперечные турбулентные пульсации способствуют возрастанию градиента скорости у стенок канала (рис. 3.2.3).

При этом касательное напряжение  $\tau = \mu' \frac{\partial c}{\partial n} \rho$  возрастает. Нетрудно показать,

однако, что безразмерный коэффициент трения  $\lambda$  обратно пропорционален числу Рейнольдса. Поэтому при дальнейшем увеличении  $Re$  коэффициент трения уменьшается при движении в канале с гидравлически гладкой поверхностью.

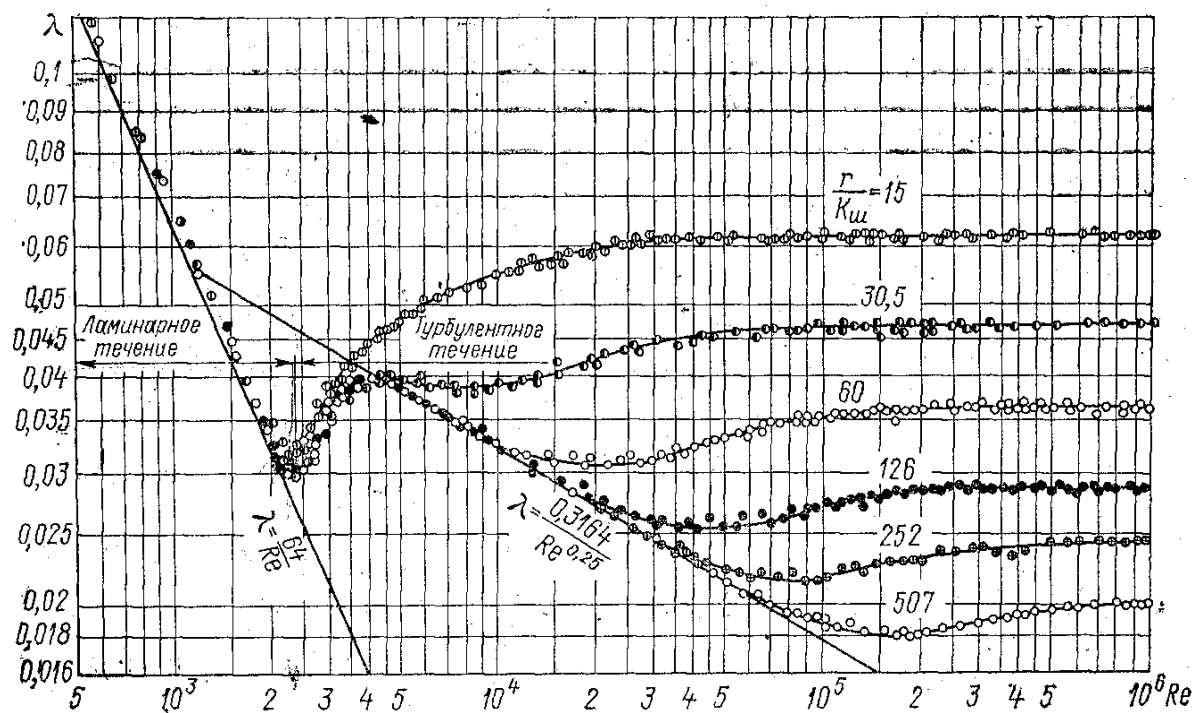


Рис. 3.2.4. Зависимость коэффициента трения  $\lambda$  для круглой трубы от числа Рейнольдса и относительной шероховатости по данным Никурадзе [15]

Даже при турбулентном течении в непосредственной близости от поверхности поперечные турбулентные пульсации не могут существовать, так как поверхность для них не проницаема. Непосредственно у поверхности существует ламинарный подслой. Поверхность является гидравлически

гладкой при условии, что этот подслоя покрывает неровности поверхности. Сопротивление определяется скольжением турбулентного потока по ламинарному подслою, и шероховатость не оказывает влияния на коэффициент трения. Для турбулентного течения в канале с гидравлически гладкими стенками коэффициент трения обычно оценивают по наиболее популярной формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{1/4}}. \quad (3.2.9)$$

В [15] указывается, что формула (3.2.9) достаточно точна в ограниченном диапазоне критерия  $\text{Re}$  и приводятся более универсальные соотношения.

С ростом числа Рейнольдса толщина ламинарного подслоя уменьшается. Любая гидравлически гладкая поверхность становится шероховатой, когда вершины неровностей поверхности начинают выступать за пределы ламинарного подслоя. При этом вершины неровностей обтекаются турбулентным потоком. При обтекании неровностей происходит отрыв потока и образование вихрей, кинетическая энергия которых безвозвратно преобразуется в тепло. Сопротивление определяется потерей механической энергии в результате вихреобразования, и перестает зависеть от числа Рейнольдса. Область режимом течения, в которой коэффициент сопротивления не зависит от числа Рейнольдса, называется **областью автомодельности** по числу Рейнольдса.

Коэффициент трения  $\lambda$  шероховатых каналов в области автомодельности зависит от относительной шероховатости:

$$\bar{K}_{ш} = \frac{K_{ш}}{d_2}, \quad (3.2.10)$$

где  $K_{ш}$  – средняя высота неровностей поверхности.

Для расчета коэффициента трения канала с шероховатой поверхностью рекомендуют формулу, аппроксимирующую экспериментальные данные Никурадзе [15]:

$$\lambda = \left( \frac{1}{2.0 \lg\left(\frac{1}{2\bar{K}_{ш}}\right) + 1.74} \right)^2. \quad (3.2.11)$$

Чем больше относительная шероховатость, тем при меньшем числе Рейнольдса гидравлически гладкая поверхность становится шероховатой. Процесс перехода от гидравлически гладкой к шероховатой поверхности соответствует значению Рейнольдса  $R_0$ :

$$R_0 = \frac{c \times K_{ш}}{\mu} \rho = 100. \quad (3.2.12)$$

У критерия Рейнольдса в форме (3.2.12) за характерный линейный размер принимается средняя высота неровностей. Граница между «гидравлически гладким» и «шероховатым» режимами обтекания поверхности определяется значением  $R_0 = 100$ . Если  $R_0 < 100$  поверхность обтекается как гидравлически гладкая. При  $R_0 > 100$  наступает область автомодельности.

Значение  $R_0 = 100$  можно использовать для приближенной оценки допустимой шероховатости. Например, шероховатость новых стальных труб оценивается значениями  $K_{ш} = 20 - 50$  мкм, чугуновых –  $100 \div 200$  мкм. При движении воздуха при атмосферных условиях плотность равна примерно  $1,2 \text{ кг/м}^3$ , динамическая вязкость примерно  $1,8 \times 10^{-6} \text{ Па} \times \text{с}$ . При характерной скорости движения в промышленных трубопроводах  $15 - 30$  м/с диапазон значений  $R_0$  в трубопроводах из стали лежит в пределах  $30 - 130$ . При меньшей скорости движения и при меньшей шероховатости трубопровод гидравлически гладкий и его сопротивление не может быть уменьшено за счет уменьшения шероховатости поверхностей. Очевидно, что при тех же условиях в чугуновых трубах сопротивление повышенное из-за большой шероховатости.

#### **Выводы по движению газа в прямолинейных каналах постоянного сечения:**

1. Сопротивление трения неизбежно возникает при движении вязкого газа относительно твердых поверхностей. Соответствующий вид потерь напора – потери трения – неизбежно присутствует в проточной части

турбомашин. По этой причине, несмотря на возрастающее совершенство методов газодинамического проектирования, КПД, равный 100%, не может быть достигнут в любом случае.

2. Движение газа в каналах турбомашин, как правило, аналогично течению в начальном (разгонном) участке канала. Существование невязкого ядра потока позволяет применять для качественного анализа каналов турбомашин сравнительно простые приемы расчета невязкого потока.

3. Простой характер движения газа (жидкости) на основном участке прямолинейных каналов позволил хорошо изучить природу сопротивления трения и получить простые формулы для расчета коэффициента трения  $\lambda = f(\text{Re}, \bar{K}_{\text{ин}})$ . В состав компрессорных установок входят различные трубопроводы с большими прямолинейными участками, расчет потерь напора в которых эффективно производится по приведенным выше формулам.

4. Несмотря на то, что каналы турбомашин криволинейные и с переменным по длине сечением, а течение в них неразвитое, формулы для расчета потерь в прямых трубах иногда используют для приближенной оценки качества каналов. Из соотношений (3.2.6 а, б) ясно, каналы турбомашин с большим отношением длины к гидравлическому диаметру не могут быть эффективны. В них неизбежны значительные потери трения. Например, это каналы со слишком малым расстоянием между лопатками. Однако увеличение расстояния между лопатками, уменьшая потери трения, может привести к недопустимому росту потерь напора другой физической природы. Эти потери рассматриваются в следующих разделах.

### 3.3. ТЕЧЕНИЕ В ПРЯМООСНЫХ ДИФFUЗОРАХ

**Отрыв потока в диффузорах.** Для понимания рабочего процесса турбокомпрессоров особенно важно знание закономерностей течения в диффузорах, так как большинство каналов их проточной части диффузорные. Наиболее простая модель реальных каналов ТК – это прямоосный диффузор круглого или прямоугольного сечения с прямолинейными образующими стенок – рис. 3.3.1. Такие диффузоры применяются в разных технических устройствах для снижения скорости и повышения давления. Они соединяют участки трубопроводов с разным поперечным сечением.



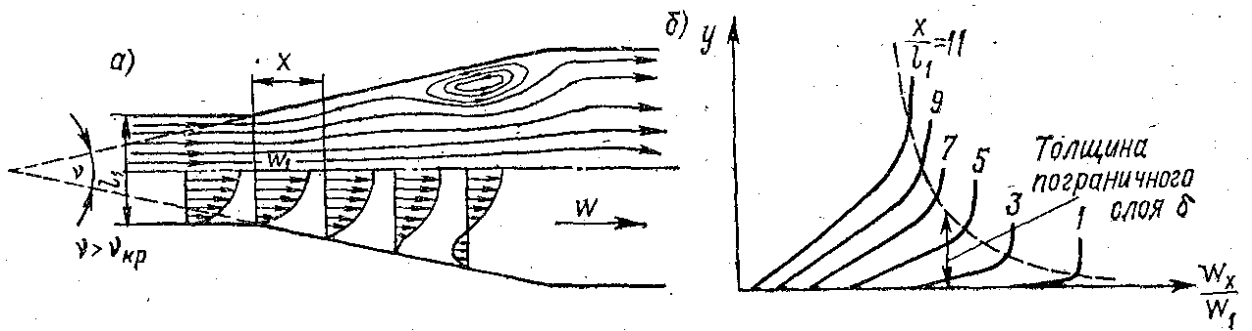


Рис. 3.3.1. Распределение скоростей в пограничном слое в различных по длине диффузора сечениях:  $w_1$  – скорость основного потока (ядра) на входе в диффузор;  $y$  – расстояние от стенки канала [18]

Форма диффузора круглого сечения определяется его длиной и углом между стенками – углом раскрытия  $\nu$ . У рассматриваемых диффузоров прямоугольного сечения проходное сечение меняется за счет угла раскрытия  $\nu$  в одной плоскости (плоские диффузоры).

В соответствии с уравнением Бернулли в невязком ядре потока снижение скорости в диффузоре приводит к росту давления, для чего диффузоры и предназначаются:

$$\frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = 0, \quad \frac{dp}{\rho} = -cdc \quad (3.3.1)$$

В ядре потока газовые частицы движутся в область высокого давления за счет снижения своей кинетической энергии.

Преодоление сил сопротивления движению частицами пограничного слоя происходит как за счет снижения собственной кинетической энергии, так и за счет **касательного напряжения со стороны более быстро движущихся частиц**, расположенных дальше от стенки.

Толщина пограничного слоя в диффузорах нарастает значительно быстрее, чем в разгонном участке прямой трубы. В канале постоянного сечения толщина пограничного слоя возрастает, так как преодоление сопротивления трения происходит за счет потери кинетической энергии частицами, расположенными все дальше от поверхности канала. В диффузоре дополнительно к этому происходит утолщение пограничного слоя из-за снижения скорости на границе с ядром потока.

При увеличении толщины пограничного слоя происходит уменьшение касательного напряжения  $\tau = \mu' \frac{\partial c}{\partial n} \sim \mu' \frac{c}{\delta}$ . То есть, чем толще пограничный слой, тем меньше способность быстро движущихся частиц увлекать за собой частицы, расположенные ближе к стенке диффузора. В результате характерный для начального участка прямой трубы профиль скорости меняет форму, как показано на рис. 3.3.1 а. Вблизи стенки частицы движутся все медленнее. Профиль у стенки приобретает вогнутую форму, что еще больше снижает касательное напряжение. Вскоре после этого градиент скорости по нормали непосредственно на поверхности стенки исчезает  $\frac{\partial c}{\partial n} = 0$ , частицы вблизи стенки останавливаются. При этом они уже не в состоянии противостоять увеличивающемуся по длине диффузора давлению. Далее у стенки возникает обратное движение, называемое **отрывом пограничного слоя**. Точнее нужно говорить об **отрыве потока**, так как это явление может возникнуть и при развитом движении в диффузоре, где деление потока на вязкое ядро и вязкий пограничный слой теряет смысл.

Отрыв приводит к образованию вихрей, в которых направленная кинетическая энергия потока приобретает вихревую форму. Эта энергия как механическая энергия потеряна – появляются **вихревые потери** – иначе – **потери отрыва**. Кинетическая энергия в вихревой форме не может быть преобразована в давление. Она тормозится силами трения частиц вихревой зоны, преобразуясь в тепло. При этом повышение температуры газа не сопровождается повышением давления.

В отличие от диффузоров, в конфузорах частицы основного потока двигаются ускоренно и могут передать частицам пограничного слоя большую кинетическую энергию, сохраняя при этом ускоренное движение и в пограничном слое. Вследствие этого толщина пограничного слоя в конфузорах небольшая.

Возможность отрыва в каналах постоянного сечения и конфузорах исключается (если отсутствуют местные диффузорные зоны, о чем говорится ниже), так как отсутствуют направленные навстречу потока силы давления.

В диффузорных каналах турбомашин потери отрыва могут привести к недопустимому падению КПД. На расчетном режиме в лопаточных решетках осевых компрессоров отрывы потока не допускаются. У центробежных компрессоров на расчетном режиме допускается наличие ограниченных зон отрыва, которые могут иметь небольшой размер.

Чем ближе к началу диффузора возникает отрыв, тем больше вихревые потери, пропорциональные кинетической энергии потока в том сечении диффузора, где возникает отрыв. Знание **условия возникновения отрыва – нулевое касательное напряжение на стенке диффузора  $\tau = 0$**  показывает, что влияет на положение точки отрыва:

– в ламинарном потоке профили скорости менее заполненные, чем в турбулентном потоке. Касательные напряжения в ламинарном потоке меньше. При прочих равных условиях в ламинарном потоке отрыв возникает раньше и сопровождается большими потерями. Как правило, в ТК течение турбулентное. Однако при малых линейных размерах и при работе газами, имеющими малую плотность, делают проверку на возможность ламинаризации потока, принимая при необходимости меры для снижения потерь отрыва,

– если на входе в диффузорный канал течение развитое (рис. 3.2.1), то нормальный градиент скорости и касательные напряжения меньше, чем при начале развития пограничного слоя в самом диффузоре. В первом случае отрыв возникнет раньше, и будет сопровождаться большими потерями,

– деформация эпюры скоростей у стенки происходит постепенно, в соответствии с замедлением скорости. Если отрыв недопустим, то длину диффузора следует ограничить его до-отрывной частью. Этот принцип реализуется при проектировании некоторых каналов турбомашин. В применяемых в технике прямоосных диффузорах замедление определяется соотношением сечений трубопроводов, которые диффузор соединяет

$\dot{c} = \frac{c_2}{c_1} \approx \frac{F_1}{F_2}$ . В этом случае минимизация потерь достигается выбором угла раскрытия, о чем говорится ниже.

**Экспериментальные данные по течению в диффузорах.** Прямоосным диффузорам посвящены многочисленные экспериментальные исследования – [13] и др. Эксперименты показали, что отрыв потока от стенок диффузоров с углами расширения  $\nu \leq 40^\circ$  начинается не по всему периметру сечения, а в той области, где по тем или иным причинам скорость потока в пристеночном слое меньше, чем в других областях сечения. Такими причинами могут быть несимметричность реальных диффузоров из-за погрешностей изготовления и несимметричность профиля скоростей на входе. Как только отрыв произошел на одной стороне диффузора, дальнейшее повышение статического давления вдоль диффузора прекращается, и отрыв потока от поверхности диффузора на противоположной стороне уже не возникает. Это обстоятельство

обуславливает несимметричное распределение скоростей по сечениям диффузоров.

При возникновении отрыва течение в диффузоре характеризуется сильной нестационарностью. При небольших углах раскрытия возникшая вихревая зона сносится набегающим потоком вниз по течению, на ее месте возникает новая и т.д. В симметричном диффузоре с симметричным профилем скоростей на входе отрыв потока от стенки возникает попеременно то на одной, то на другой стороне диффузора, что приводит к значительным колебаниям потока в целом. Показанную на рис. 3.3.1 схему течения надо рассматривать как осредненную по времени картину.

Область безотрывных диффузоров, как пространственных, так и плоских, можно оценить по кривым на рис. 3.3.2.

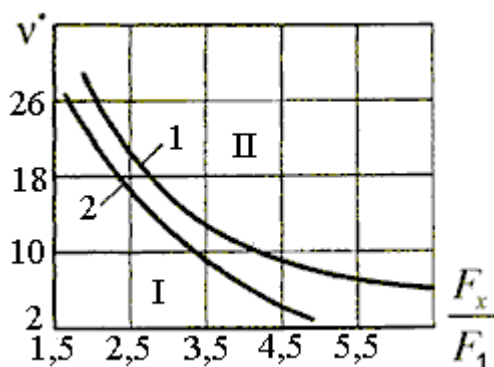


Рис. 3.3.2. Области отрыва потока в диффузорах [13].

$$1 - \delta_1^*/D_1 \approx 0; 2 - \delta_1^*/D_1 \gg 0$$

Кривые разделяют всю область значений  $v$  и  $\frac{F_x}{F_1}$  ( $F_x$  – площадь диффузора по координате  $x$ ) на две части:

- безотрывных диффузоров (область **I**),
- отрывных диффузоров (область **II**).

Кривая 1 относится к более благоприятным условиям входа (толщина вытеснения пограничного слоя на входе  $\delta_1^* \approx 0$ ). Кривая 2 относится к случаю установки диффузора за длинным входным участком, при котором  $\delta_1^*/D_1 \gg 0$ .

На рис. 3.3.3. представлены данные экспериментальных исследований течения в плоском диффузоре. Показаны области характерных режимов течения в диффузоре в координатах  $l/l_1 - \nu$ .

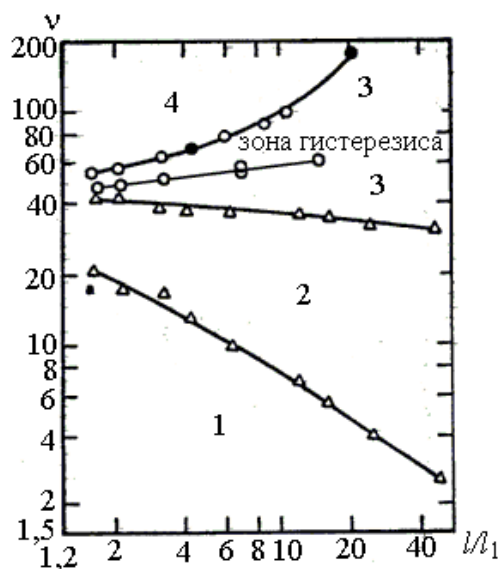


Рис. 3.3.3. Характерные режимы течения в плоском диффузоре:

- 1 – отрыва не возникает; 2 – нестационарный отрыв на одной из стенок;
- 3 – отрыв на одной стенке; 4 – отрыв на двух стенках

Здесь параметр  $l/l_1$  представляет собой относительную длину диффузора ( $l$  – длина диффузора,  $l_1$  – ширина диффузора на входе). Существуют четыре характерные зоны течения:

- в зоне 1 отрыв потока в диффузоре не возникает,
- увеличение угла раскрытия при неизменной относительной длине диффузора ведет к переходу в зону 2 с периодически возникающим отрывом на одной из стенок диффузора,
- дальнейшее увеличение угла раскрытия процесс переходит в зону 3, когда на одной из стенок диффузора отрыв потока присутствует постоянно,
- при еще больших углах раскрытия отрывы существуют на обеих стенках диффузора – зона 4.

На рис. 3.3.4 представлена экспериментальная зависимость коэффициента потерь  $\zeta_d = \frac{h_w}{c_1^2/2}$  конического диффузора от числа  $Re = \frac{c_1 d_1}{\mu} \rho$  при отношении  $F_2/F_1 = 4$ , при трех разных углах раскрытия диффузора  $\nu$  и двух отношениях начального участка без расширения ( $l_0$ ) к входному диаметру диффузора  $l_0/D_1$ .

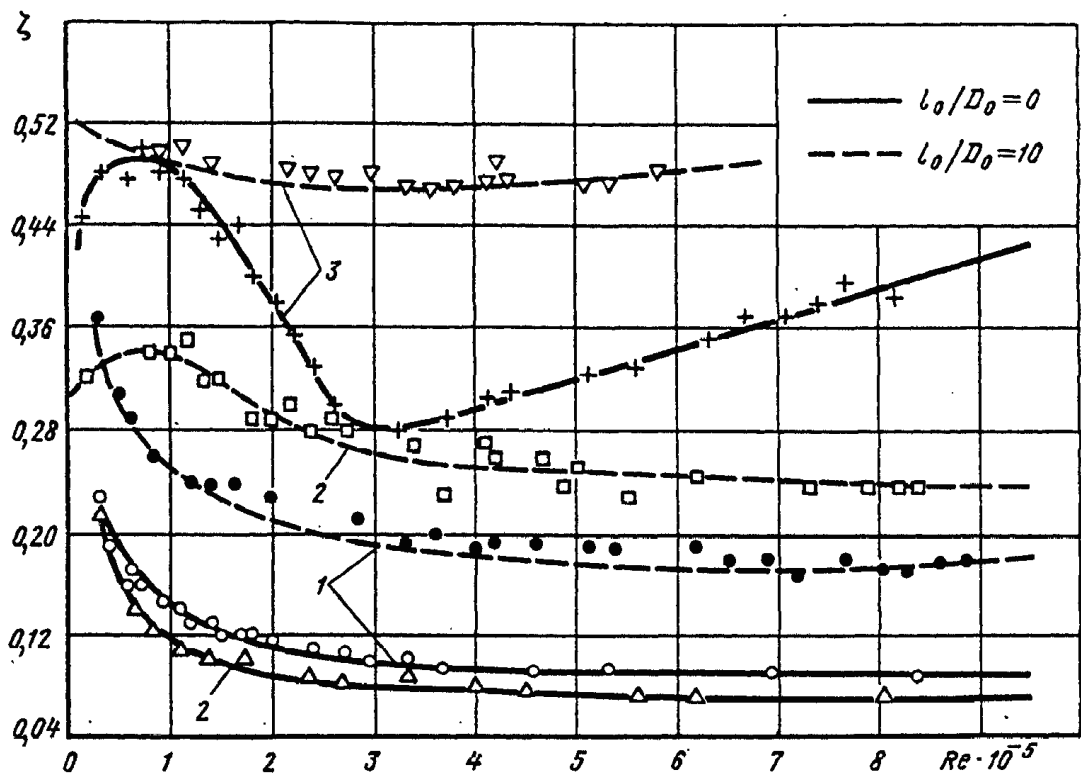


Рис. 3.3.4. Зависимость коэффициента сопротивления  $\zeta$  конического диффузора от числа  $Re = \frac{c_1 d_{z1}}{v}$  при  $F_1/F_0 = 4$ . 1 –  $\nu = 4^\circ$ ; 2 –  $\nu = 10^\circ$ ; 3 –  $\nu = 30^\circ$  [13]

При  $l_0/D_1 = 10$  на входе в диффузор имеется достаточно толстый пограничный слой. При  $l_0/D_1 = 0$  пограничный слой начинает развиваться уже в самом диффузоре..

При отсутствии загромождения входного сечения пограничным слоем ( $l_0/D_1 = 0$ ) наименьшие потери у диффузора с углом раскрытия  $10^\circ$ . Влияние критериев подобия на течение в каналах разной формы рассмотрено в конце этого раздела. Отметим пока, что для диффузоров с умеренными углами раскрытия имеет место зона автомодельности по критерию Рейнольдса, подобная зоне автомодельности у труб. В зоне автомодельности у лучшего из рассмотренных диффузоров коэффициент потерь равен примерно 0,065, что свидетельствует об очень высокой эффективности преобразования кинетической энергии в давление.

Заслуживает самого пристального внимания чрезвычайно сильное влияние состояния пограничного слоя в начальном сечении. У того же диффузора с углом раскрытия  $10^\circ$ , работающего при наличии начального участка, коэффициент потерь возрастает многократно, до значения примерно 0,26. Диффузор с таким коэффициентом потерь уже нельзя считать высокоэффективным. При наличии начального участка более эффективен диффузор с углом раскрытия  $4^\circ$ . Его коэффициент потерь порядка 0,18 можно считать приемлемым для большинства технических устройств.

Диффузоры с углом раскрытия  $30^\circ$  обычно не применяются. Зависимость его потерь от критерия Рейнольдса нетипична. Диффузоры с углами раскрытия  $\nu = 2^\circ$  и  $\nu = 10^\circ$  при числах Рейнольдса больше  $3 \times 10^5$  работают в области автомодельности по этому критерию подобия. При меньших значениях  $R_e$  коэффициент потерь возрастает, что указывает на отрицательную роль перехода к ламинарному течению.

**Оптимальный и эквивалентный углы раскрытия диффузора.** Приближенные инженерные методы определения потерь и оптимальных геометрических соотношений диффузоров базируются на обширных экспериментах, понятных физических моделях течения и состоят из системы достаточно простых алгебраических соотношений.

Физическая модель течения сводится к тому, что потери в диффузорах условно делят на потери трения и потери расширения, под которыми понимаются потери, связанные с вихреобразованием при наличии отрывов. При этом потери расширения определяются как разность экспериментально измеренных суммарных потерь, и рассчитанных по аналогии с рассмотренными выше прямыми трубами потерь на трение. То есть, применяется условная схема деления действительных потерь на две группы в зависимости от того, какова физическая природа их возникновения:

$$h_{w\partial} = h_{wmp} + h_{wрасц}, \text{ или в безразмерном виде:}$$

$$\zeta_0 = \zeta_{mp} + \zeta_{расш}. \quad (3.3.2)$$

Потери трения в диффузоре рассчитывают упрощенно, принимая в качестве исходного соотношения формулу для потерь трения в трубе

бесконечно малой длины  $dh_{mp} = \lambda \frac{dl}{d_2} \times \frac{c^2}{2}$ , или:

$$h_{mp} = \int_1^2 \lambda \frac{dl}{d_2} \times \frac{c^2}{2}. \quad (3.3.3)$$

Коэффициент трения  $\lambda$  выносят из-под знака интегрирования, полагая его равным коэффициенту трения труб.

Следует четко представлять условность этого приема. На основных участках труб профили скорости, касательные напряжения и скорости не меняются по длине трубы. По этой причине коэффициент трения одинаковый везде на основном участке трубы. В диффузоре касательные напряжения и

скорости по длине трубы уменьшаются, поэтому величина  $\lambda = \frac{\tau}{\rho c^2 / 2}$  уменьшается по длине диффузора. Так что принятие среднего значения коэффициента трения в диффузоре коэффициенту трения в трубе – это условный прием, применяемый для условного же деления экспериментально определенных потерь в диффузоре на две составляющие.

Интегрирование уравнения (3.3.3) для конического диффузора производится с учетом следующих обстоятельств:

– при незначительном влиянии сжимаемости и в пренебрежении влиянием отрыва потока, загромождающего проходное сечение, принято изменение скорости обратно пропорциональное изменению проходного

сечения:  $c = c_1 \frac{F_1}{F_x}$ ,

– изменение проходного сечения равно для конического диффузора

$dF = d\left(\frac{\pi}{4} D^2\right) = \frac{\pi}{2} D \times dD$ , где  $dD = 2dx \times \operatorname{tg} \frac{\nu}{2}$ ,



– длина пути газа вдоль стенки  $l = \frac{x}{\cos \frac{\nu}{2}}$  ( $x$  – координата вдоль оси диффузора).

Тогда:

$$\zeta_{mp} = \frac{\lambda}{8 \sin(\nu/2)} \left[ 1 - \left( \frac{F_1}{F_2} \right)^2 \right]. \quad (3.3.4)$$

Для коэффициента потерь расширения  $\zeta_{расш} = \zeta_{изм} - \zeta_{mp}$  предложена следующая эмпирическая формула [13]:

$$\zeta_{расш} = K_1 \varphi_{расш} \left( 1 - \frac{c_2}{c_1} \right)^2 = K_1 \varphi_{расш} \left( 1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2. \quad (3.3.5)$$

В этой формуле член  $\left( 1 - \frac{c_2}{c_1} \right)^2$  – это коэффициент потерь внезапного расширения (формула Борда – Карно, рассмотренная выше при анализе ударных потерь на входе в лопаточные каналы). В соответствии с формулой (2.3.13) эмпирический **коэффициент полноты удара**  $\varphi_{расш}$  равен 0,5. При плавном замедлении потока в диффузорах коэффициент  $\varphi_{расш} < 0,5$ , что учитывает соответствующее уменьшение вихревых потерь. При относительно небольших углах раскрытия коэффициент  $\varphi_{расш}$  заметно меньше 0,5, что и делает диффузоры более эффективными преобразователями кинетической энергии по сравнению с внезапным расширением,

Эмпирический коэффициент  $K_1$  учитывает состояние поля скоростей и пограничного слоя на входе в диффузор. По данным [13], при  $c_{1max} / c_{1p} = 1,16$  например, значение этого эмпирического коэффициента равно  $K_1 = 1,22$ . При очень неравномерном поле скоростей на входе, например за поворотным коленом, коэффициент  $K_1$  может достигать значений 6 – 7.

Коэффициент  $\varphi_{расш}$  в наибольшей степени зависит от угла раскрытия диффузора. Для углов  $\nu = 0..40^0$  в [13] рекомендована такая эмпирическая формула:

$$\varphi_{расш} \approx 3,2K_2 [tg(\nu/2)]^{1,25}, \quad (3.3.6)$$

где  $K_2$  – коэффициент, характеризующий форму поперечного сечения диффузора.

Значение коэффициента  $K_2$  равно единице для конических диффузоров, а для диффузоров другой формы приведены эмпирические формулы.

Опыты показывают, что диффузоры наиболее эффективно преобразовывают кинетическую энергию в давление при небольших углах раскрытия. Суть влияния величины угла раскрытия на потери в диффузоре иллюстрирует схема на рис. 3.3.5.

При угле раскрытия  $180^0$  диффузор превращается во внезапное расширение. Коэффициент потерь расширения в соответствии с формулой

Борда – Карно равен  $\zeta_{ер} = 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2$ . Зато в этом случае отсутствуют

потери трения. С уменьшением угла раскрытия коэффициент полноты удара уменьшается, но диффузор становится длиннее, и потери трения растут.

В соответствии с данными на рис. 3.3.3 при определенных значениях отношения площадей и малых углах раскрытия отрыв вообще не возникает. Однако при малых углах раскрытия длина диффузора больше, что ведет к росту потерь трения. В пределе при уменьшении угла раскрытия диффузор превращается в бесконечно длинную трубу, и потери трения стремятся к бесконечности.

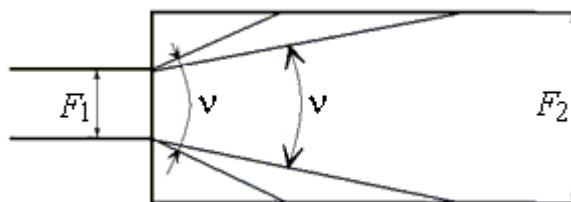


Рис. 3.3.5. Влияние угла раскрытия на длину диффузора при заданных сечениях на входе и выходе

Опыты показывают, что при интересных для практики отношениях площадей сумма потерь трения и расширения минимальна при углах раскрытия примерно  $6-8^{\circ}$  для конических диффузоров, и  $10-12^{\circ}$  для плоских диффузоров. Угол раскрытия диффузора, при котором коэффициент потерь минимальный, является **оптимальным углом раскрытия**.

Потери на расширение при малых  $\nu$  невелики, а при образовании отрыва пограничного слоя резко возрастают. Отсюда следует, что минимальные потери в диффузоре соответствуют примерно наибольшему углу раскрытия, при котором еще не возник отрыв пограничного слоя.

При возможности следует применять диффузоры именно с такими углами раскрытия. При необходимости затормозить поток при ограниченной длине диффузора приходится применять большие углы раскрытия. Связанный с этим рост потерь следует оценить по формулам (3.3.2, 3.3.4, 3.3.5).

В технических устройствах приходится иметь дело с диффузорными каналами сложной формы. Для оценки их эффективности введено понятие **об эквивалентном угле раскрытия**. Это угол раскрытия конического диффузора с длиной, равной длине анализируемого произвольного канала, и с одинаковыми площадями входного и выходного сечений:

$$l_{\text{экв}} = l, F_{1\text{экв}} = \pi r_{1\text{экв}}^2 = F_1, F_{2\text{экв}} = \pi r_{2\text{экв}}^2 = F_2. \quad (3.3.7)$$

Тогда:

$$\operatorname{tg} \frac{\nu_{\text{экв}}}{2} = \frac{r_{2\text{экв}} - r_{1\text{экв}}}{l_{\text{экв}}} = \frac{\sqrt{\frac{F_2}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_1}{\pi}}}{l}. \quad (3.3.8)$$

Потери в канале произвольной формы можно рассчитать по формулам для конического диффузора, но это не значит, что они будут таковыми в действительности. Вероятнее всего, действительные потери будут больше, так как усложнение формы канала ведет к росту потерь. Смысл оценки

качества произвольного диффузорного канала с помощью эквивалентного угла раскрытия заключается в оценке соотношения потерь трения и расширения. Если эквивалентный угол мал, то велики потери трения. Если он больше оптимальных значений  $6-8^{\circ}$ , следует опасаться больших потерь расширения (отрыва). Применительно к конкретным каналам имеются соответствующие приемы влияния на эквивалентный угол раскрытия. Пример показан на рис. 3.3.6.

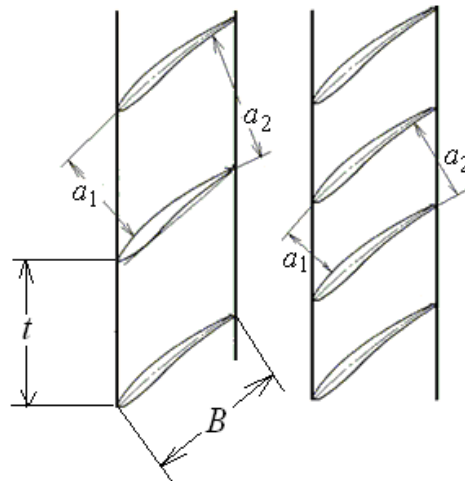


Рис. 3.3.6. Схема влияния шага диффузорной лопаточной решетки на эквивалентный угол раскрытия

Оценим с помощью этого параметра межлопаточный канал элементарной решетки осевого компрессора. Так как у элементарной решетки высота равна единице, ее плоский канал логичнее оценить оптимальным углом раскрытия плоского диффузора  $10-12^{\circ}$ :

$$\operatorname{tg} \frac{\nu_{\text{эке}}}{2} = \frac{a_2 - a_1}{2B} = \frac{t}{B} \times \frac{\sin \beta_{л2} - \sin \beta_{л1}}{2}. \quad (3.3.9)$$

Понятно, что при слишком малом расстоянии между лопатками потери трения станут недопустимо велики, а при большом расстоянии между лопатками возрастут потери отрыва. Разумеется, такие важные для теории и практики турбомашин объекты были тщательно испытаны, и для их оптимального проектирования выработаны более подходящие приемы. Тем не менее, рассмотренный пример правильно характеризует соотношения

между двумя основными видами потерь напора в зависимости от размеров проточной части.

**Способы уменьшения потерь в диффузорах.** При проектировании диффузора не всегда удаётся обеспечить оптимальный угол раскрытия по конструктивным соображениям. При заданных площадях на входе и выходе, и при ограничении длины диффузора угол раскрытия может оказаться значительно больше оптимального значения. В этом случае произойдет отрыв потока, и потери в диффузоре будут значительными.

При ограниченных осевых размерах диффузора уменьшить потери (в частности, достичь безотрывного течения) можно путем установки разделительных стенок, направляющих лопаток, применением криволинейных образующих стенок диффузора, воздействием на пограничный слой для уменьшения его толщины. Цель всех этих методов – сместить точку отрыва вниз по потоку.

Суть изложенных приемов, их эффективность и способ расчёта подробно изложены в [13]. На рис. 3.3.7 показаны способы уменьшения потерь отрыва установкой **разделительных стенок** (а, б) и **направляющих лопаток** – дефлекторов (в).

Разделительные рёбра превращают диффузор с большим углом раскрытия в ряд диффузоров со значительно меньшими углами раскрытия, и тем самым позволяют избежать возникновения отрыва или, по крайней мере, значительно уменьшить отрывную зону. Этим достигается как уменьшение потерь, так и более равномерное распределение скоростей по сечению. Эффективность разделительных стенок тем значительнее, чем больше общий угол раскрытия диффузора.

Поскольку введение разделительных стенок (или лопаток) увеличивает потери трения, то при сравнительно малых углах раскрытия разделительные стенки могут привести к росту потерь в диффузоре.

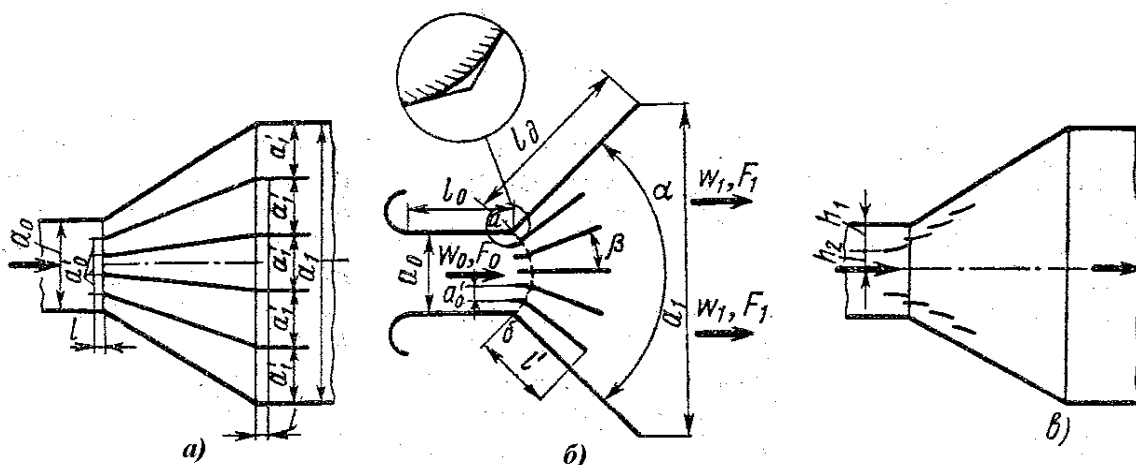


Рис. 3.3.7. Уменьшение потерь установкой разделительных стенок: (а) – удлинённых, (б) – укороченных, (в) – направляющих лопаток - дефлекторов

При использовании удлинённых стенок (рис. 3.3.7 а) их рациональное число зависит от угла раскрытия диффузора. Например, при  $\alpha = 30^\circ$  число стенок  $z = 2$ , при  $\alpha = 60^\circ$  –  $z = 4$ , при  $\alpha = 90^\circ$  –  $z = 6$ , при  $\alpha = 120^\circ$  число стенок  $z = 8$ . Стенки располагают так, чтобы расстояние  $a_0$  между ними на входе в диффузор было строго одинаковым, расстояние  $a_1$  на выходе из него – примерно одинаковым.

При использовании укороченных стенок (рис. 3.3.7 б) угол между соседними стенками выбирается в диапазоне  $\beta \approx 7 \dots 10^\circ$ , относительная длина стенок  $l^{\setminus} / a_0^{\setminus}$  выбирается в зависимости от угла  $\beta$ . С ростом угла  $\beta$  относительная длина стенок уменьшается. Например, при  $\beta = 7^\circ$  принимается  $l^{\setminus} / a_0^{\setminus} = 20$ , при  $\beta = 10^\circ$  –  $l^{\setminus} / a_0^{\setminus} = 10$ .

Направляющие лопатки (дефлекторы) (3.3.7 в) отклоняют часть потока с более высокой скоростью из средней области диффузора к его стенкам, в зону возможного образования отрыва. В результате зона отрыва уменьшается или полностью устраняется. Наибольший эффект, как и в случае использования разделительных стенок, достигается при больших углах раскрытия. Так, при угле раскрытия  $\alpha > 90^\circ$  коэффициент потерь диффузора за счёт установки лопаток может быть уменьшен почти в 2 раза. Число лопаток выбирается в зависимости от угла раскрытия. Чем больше этот угол, тем больше должно быть число лопаток.

Повышение эффективности диффузора может быть достигнуто за счёт **отсасывания или сдувания пограничного слоя** – рис. 3.3.8. При отсасывании пограничного слоя (рис. 3.3.8 а) на место удалённой массы газа устремляются более быстрые частицы. Зона отрыва отодвигается вниз по потоку. Эффективность отсасывания пограничного слоя зависит от отношения массы отсасываемого через боковые щели газа к значению массового расхода через диффузор. При относительном расходе отсасываемого газа в диапазоне 2 – 3% сопротивление диффузора снижается на 30 – 40% .

Сдувание пограничного слоя (рис. 3.3.8 б) увеличивает скорость потока вблизи стенок. В этом случае зона отрыва также перемещается вниз по потоку.

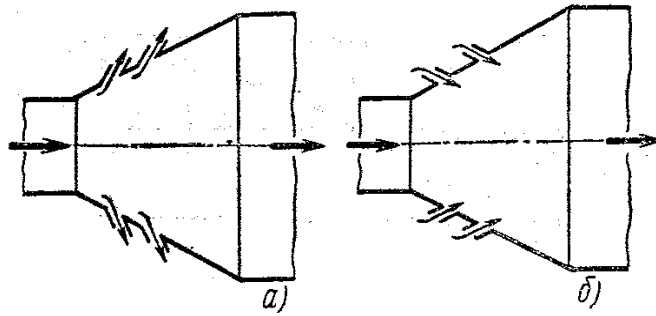


Рис. 3.3.8. Уменьшение потерь за счёт: (а) – отсасывания, (б) – сдувания пограничного слоя

Значительно уменьшить потери в диффузоре (в 2 раза и более) позволяет **применение стенок с поперечным оребрением** – рис. 3.3.9.

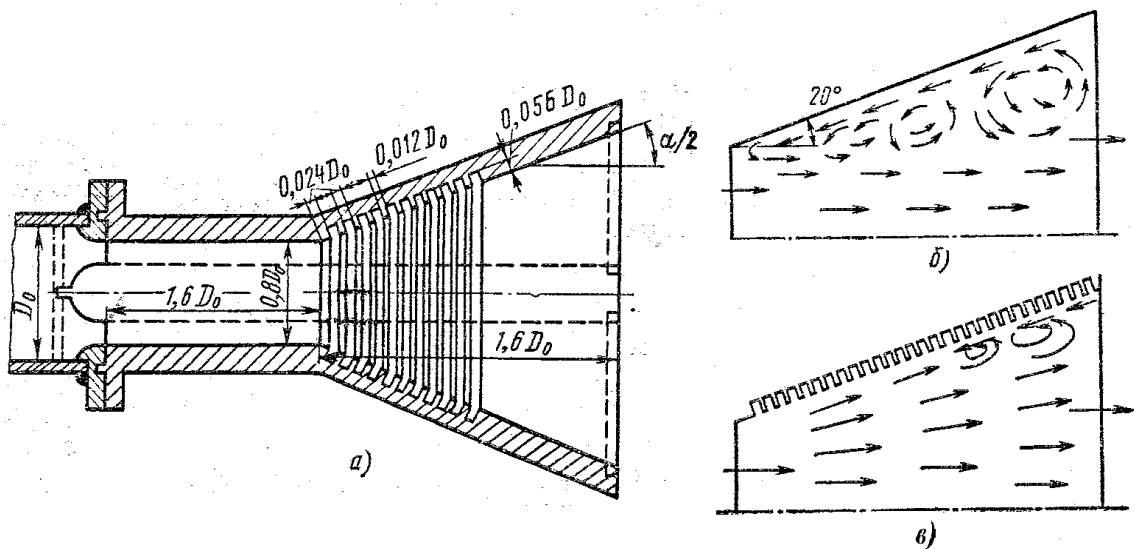


Рис. 3.3.9. Уменьшение потерь за счёт поперечного оребрения стенки диффузора: (а) – оптимальные параметры оребрения; (б) – структура потока при гладкой стенке, (в) – структура потока при оребрённой стенке

Одновременно с понижением сопротивления выравнивается профиль скоростей по сечению диффузора. Это обусловлено тем, что отрывная зона, возникающая при отсутствии оребрения (рис. 3.3.9 б), при оребрённой стенке заменяется системой мелких отрывов (рис. 3.3.9 в). Наилучший эффект для

диффузоров круглого сечения достигается при угле раскрытия диффузора  $40 - 45^{\circ}$ .

### **Выводы по движению газа в прямоосных диффузорах:**

1. В диффузорных каналах, в том числе в диффузорных элементах проточной части турбокомпрессоров, к неизбежным в любом случае потерям трения могут прибавиться потери другой физической природы – **вихревые потери**, они же **потери отрыва**, или **потери расширения**. Суммарные потери при этом сильно возрастают.

2. Возникновение отрыва делает поток нестационарным. Изменение силы воздействия потока на поверхности каналов во времени может вызвать опасные вибрации технических устройств и привести к развитию усталостных напряжений.

3. Для исключения отрыва потока следует избежать условия его возникновения, т.е. избежать уменьшения до нуля касательного напряжения на поверхности канала  $\tau = \mu' \frac{\partial c}{\partial n}$ . В прямоосных диффузорах для этого нужно ограничивать замедление потока при том или ином угле его раскрытия (рис. 3.3.3). При профилировании лопаточных аппаратов ТК применяются аналогичные по сути приемы контроля замедления потока.

4. При невозможности избежать отрыва следует стремиться к тому, чтобы точка отрыва была максимально удалена от начала диффузорного канала. Меньшая кинетическая энергия в точке отрыва означает меньшие вихревые потери. Суммарные потери «трение + отрыв» следует сделать минимальными. В диффузорах для этого следует выбирать оптимальный угол раскрытия. Для профилирования проточной части ТК сформулированы приемы, так же минимизирующие суммарные потери.

5. Для повышения эффективности диффузоров с углами раскрытия больше оптимального существует ряд описанных выше приемов. В том или ином виде эти приемы используются при профилировании проточной части турбомашин.

6. Негативное влияние на эффективность диффузоров оказывает наличие толстого пограничного слоя на входе, и неравномерность потока. И то и другое приводит к более раннему отрыву.

7. По причине более толстых пограничных слоев и меньших касательных напряжений ламинарное течение в диффузоре сопровождается более ранним отрывом и большими потерями. При турбулентном течении



потери отрыва считаются автомодельными по отношению к критерию Рейнольдса, т.е. не зависят от его значения.

### 3.4. ТЕЧЕНИЕ В КРИВОЛИНЕЙНЫХ КАНАЛАХ

Принцип действия турбомашин заключается в отклонении лопатками потока от инерциального направления, в результате чего возникают силы взаимодействия, сжимающие и перемещающие газ (ТК), или преобразующие его энергию в механическую работу (турбины). Закономерности движения газа в этих условиях принципиально важны.

Простейшей моделью криволинейного канала проточной части является поворотное колено, соединяющее два прямых трубопровода – рис. 3.4.1. Оно представляет интерес и само по себе, являясь составной частью трубопроводов самых различных технических устройств.

В соответствии с принятым принципом рассмотрим сначала невязкое течение, что позволяет выявить главные закономерности. Будем иметь в виду также, что ядро потока на входе в ТК и в большинстве его каналов – невязкое, потенциальное. Последнее означает, что полная механическая энергия газовых частиц одинакова во всем объеме  $p^* = p + \rho \frac{c^2}{2} = const$ .

В поворотном колене газовые частицы движутся по криволинейной траектории. Элементарная частица с размерами  $ds, dn, db$  (последнее – размер частицы в плоскости, перпендикулярной чертежу) испытывает воздействие центробежной силы  $dP = dm \frac{c^2}{R}$ , где масса частицы, равная произведению плотности на объем частицы  $dm = \rho \times ds \times dn \times db$ .

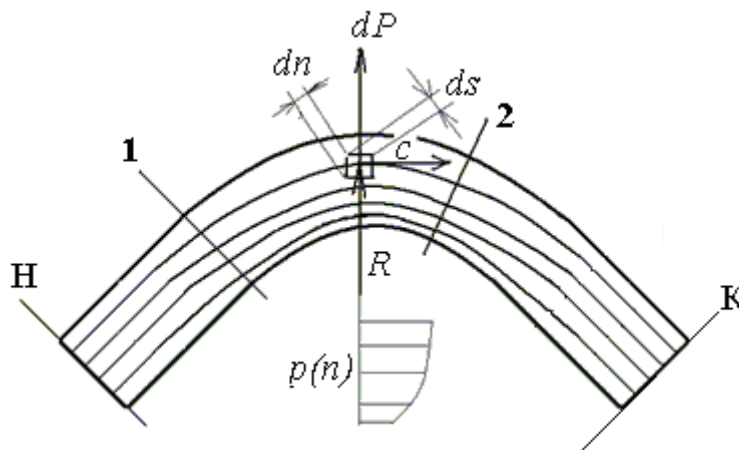


Рис. 3.4.1. Схема движения невязкого газа в криволинейном колене

Для того, чтобы газовая частица могла двигаться по криволинейной траектории, массовая центробежная сила должна уравниваться силой реакции со стороны внешних сил, действующих на частицу. На поверхность газовых частиц действуют две внешние силы – сила давления по нормали, и сила трения по касательной. В невязком потоке сила трения отсутствует по определению. Однако и в вязком потоке она слишком мала для того, чтобы заметно повлиять на условие равновесия.

Итак, центробежная сила должна уравниваться внешней силой, возникающей из-за разности давлений на гранях частицы,  $dP_u = dP_o$ ,

$$dm \frac{c^2}{R} = ds \times db \times \frac{\partial p}{\partial n} dn .$$

Таким образом, условие равновесия газовой частицы на криволинейной траектории обеспечивается тем, что давление на ее грани, обращенной к выпуклой поверхности колена меньше, а на противоположной – больше. Поворот потока неизбежно вызывает появление градиента давления от выпуклой к вогнутой поверхности:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \frac{c^2}{R} . \quad (3.4.1)$$

На рис. 3.4.1 показана эпюра давления  $p = f(n)$ , имеющая нелинейный характер. Вблизи выпуклой поверхности градиент давления больше, так как радиус кривизны здесь меньше. Принципиально важен тот факт, что появление градиента давления вызывает появление градиента скорости, так как полное давление у всех частиц одинаковое. Тогда уравнение равновесия

(3.4.1) можно представить так:  $\frac{\partial \left( p^* - \rho \frac{c^2}{2} \right)}{\partial n} = \rho \frac{c^2}{R}$ , или:

$$\frac{\partial c}{\partial n} = - \frac{c}{R} . \quad (3.4.2)$$

Из приведенного следует, что области минимального давления соответствует область максимальной скорости. На выпуклой поверхности давление меньше, а скорость больше чем в среднем по сечению, на вогнутой поверхности – наоборот.

Из условий равновесия следует, что в прямолинейном канале при потенциальном течении отсутствуют градиенты давления и скорости по нормали. Итак, равномерный в поперечном сечении поток в прямой трубе подходит к поворотному колену. Под действием разрежения на выпуклой поверхности, приближающиеся к ней частицы начинают ускоряться еще в прямой трубе, а вблизи вогнутой поверхности – тормозиться. На выходе из колена происходит противоположный процесс – газовые частицы начинают выравнивать скорости и давления по нормали.

Траектории газовых частиц в колене и сопряженных трубопроводах показаны на рис. 3.4.2.

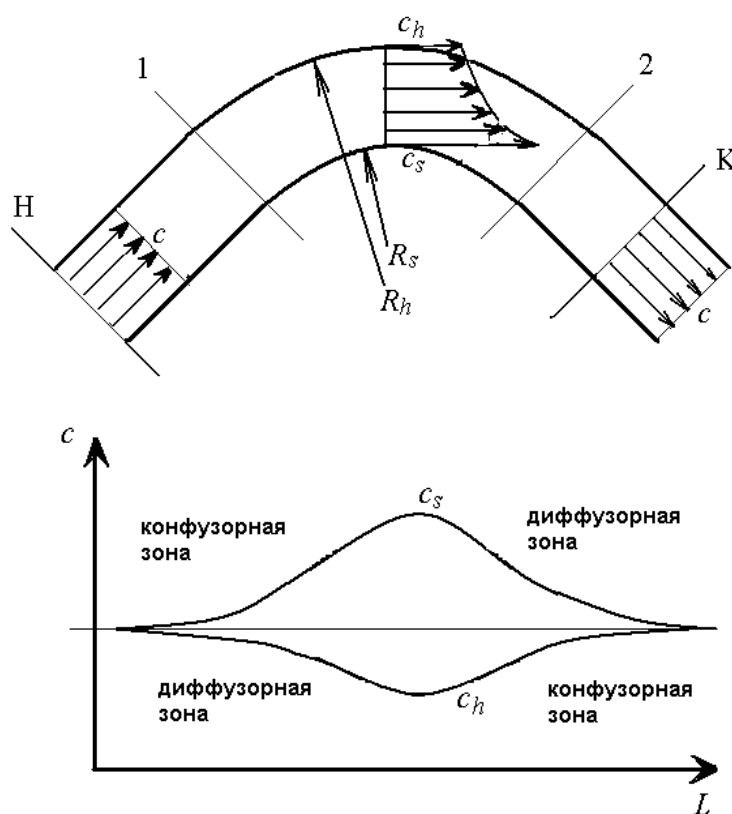


Рис. 3.4.2. Траектории газовых частиц в колене и сопряженных трубопроводах и диаграмма скоростей на поверхностях

Радиусы кривизны траекторий вблизи выпуклой и вогнутой поверхностей больше радиусов кривизны поверхностей колена  $R_s$  и  $R_h$ , так как искривление их траекторий начинается и заканчивается в прямолинейных каналах. Для струек у стенок наблюдается различный характер движения. Вдоль выпуклой стенки сначала наступает ускоренное (конфузорное) течение (рис. 3.4.2), а затем – диффузорное. У внешней (вогнутой) поверхности имеет место обратная картина: сначала диффузорное, а затем конфузорное течение вне зависимости от характера течения в среднем.

При рассмотрении вязкого потока наличие местных диффузорных зон имеет принципиальное значение, так как в этих областях может возникнуть условие отрыва, подобно рассмотренным выше диффузорам. При сильном повороте потока отрывы и возникают. Понятно, что наиболее опасен отрыв в диффузорной зоне на выпуклой поверхности, где скорости заметно больше, чем в диффузорной зоне на вогнутой поверхности.

Характер изменения средней скорости по каналу будет либо содействовать, либо ослаблять местную диффузорность или местную конфузорность на отдельных участках. Для иллюстрации на рис. 3.4.3 приведены результаты расчета вязкого потока в поворотном колене перехода из диффузора в обратно–направляющий аппарат ступени центробежного компрессора (кафедра КВХТ). Расчет условный, так как в показанном случае поток не имеет окружной составляющей  $c = c_m$ , чего не может быть в реальной ступени.

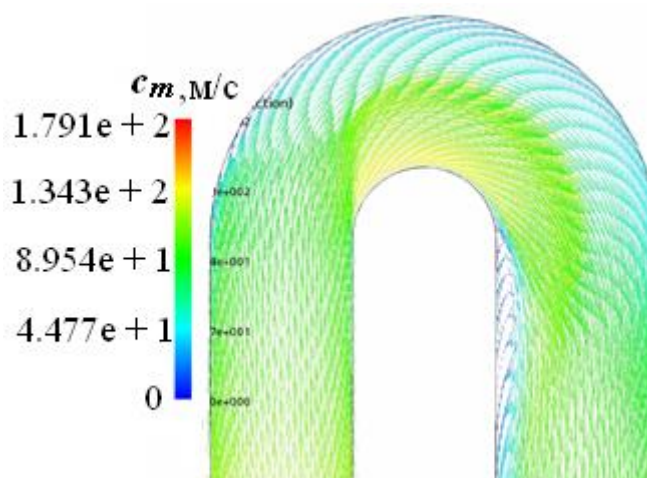


Рис. 3.4.3. Векторы скорости в осесимметричном поворотном колене «диффузор – обратно-направляющий аппарат» ступени центробежного компрессора

В данном случае отрыв происходит на выходе потока со стороны выпуклой поверхности на выходе из колена. В диффузорной зоне на вогнутой поверхности отрыва нет, но скорость потока в этой области сильно уменьшается.

Возникающие при повороте потока градиенты скорости надо учитывать при профилировании многих элементов проточной части ТК. Например, на входе в центробежное рабочее колесо в меридиональной плоскости поток поворачивает на  $90^0$ , или на  $180^0$  в зависимости от конструкции входного устройства. Рассчитанное изменение меридиональной скорости в невязком ядре потока на нескольких поверхностях тока по высоте лопаток показано на рис. 3.4.4.

Опасность отрыва и сопутствующие потери тем сильнее, чем большее замедление потока происходит на выпуклой поверхности, т.е., чем больше пик скорости в ее середине. Разность скоростей в невязком ядре на выпуклой

и вогнутой поверхностях равна  $c_s - c_h = \int_h^s \frac{c}{R} dn$ . При прочих равных условиях

разность скоростей тем больше, чем больше размер канала по нормали, и меньше радиус кривизны поворота. Поэтому для оценки формы криволинейного колена часто используют отношение размера по нормали к радиусу кривизны выпуклой поверхности  $\frac{n}{R_s}$ . Наиболее важным фактором,

влияющим на пик скорости, является угол поворота потока в колене.

По сравнению с прямолинейным каналом с тем же поперечным сечением и длиной, потери трения в поворотном колене больше из-за неравномерности скоростей по нормали. Потери пропорциональны кинетической энергии, которая всегда больше в неравномерном потоке.

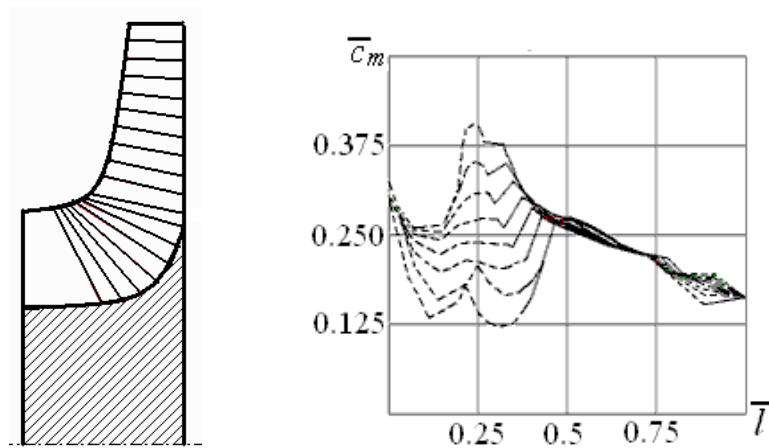


Рис. 3.4.4. Схема рабочего колеса с осевым входом и изменение меридиональной скорости в невязком ядре потока на нескольких поверхностях тока перед РК и внутри межлопаточного канала (программа 3ДМ.023, кафедра КВХТ)

Для уменьшения пика скорости при заданном угле поворота следует уменьшать отношение  $\frac{n}{R_s}$ . Общая диффузорность или конфузорность колена влияет на последующее замедление и на потери отрыва – рис. 3.4.5.

При увеличении проходного сечения по длине (рис. 3.4.5. б) местная диффузорность на выпуклой поверхности усиливается средним замедлением потока. Такая ситуация характерна для диффузорных каналов ТК. Для удержания местной диффузорности в допустимых пределах такие каналы делают с небольшими углами поворота. Например, межлопаточные каналы рабочих колес осевых компрессоров изогнуты всего на  $20-35^\circ$ . Межлопаточные каналы турбин конфузорные (рис. 3.4.5 в). Там допустимые углы поворота намного больше.

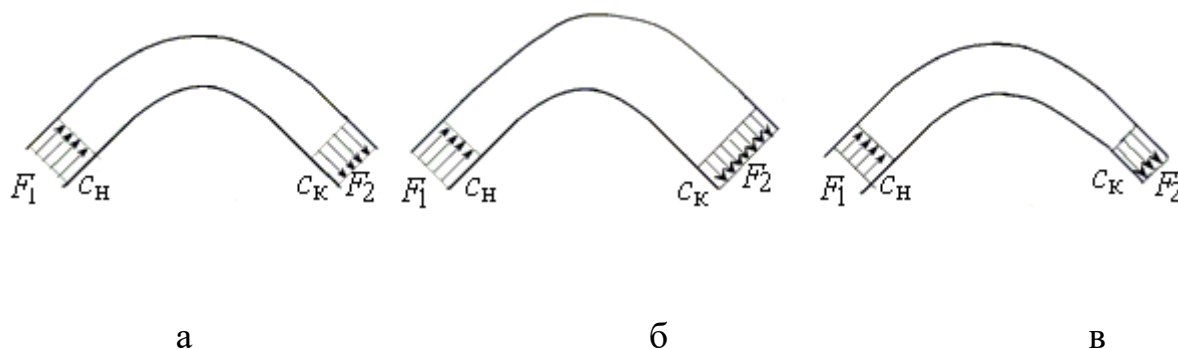


Рис. 3.4.5. Поворотные каналы с разным характером изменения проходного сечения по длине и диаграммы скоростей

$$(a) - F = const, (б) - F_2 > F_1, (в) - F_2 < F_1$$

В [13] изложен способ расчёта потерь в каналах с изогнутой осью, в зависимости от их формы по такой схеме:

$$\zeta_{нов} = K_1 \times K_2 \times K_3, \quad (3.4.3)$$

где:  $K_1$  – отражает влияние угла поворота,  $K_2$  – отражает влияние отношения радиуса кривизны оси канала к размеру по нормали  $R_{cp}/n$ ,  $K_3$  – отражает влияние отношения высоты канала к размеру по нормали.

Для коэффициентов  $K$  в [13] приведены эмпирические зависимости. В частности, для колена квадратного сечения с углом поворота менее  $\delta < 70^\circ$  соотношение (3.4.3) приводится к такому виду:

$$\zeta_{нов} = 0.9 \sin \delta \frac{0.21}{(R_{cp}/n)^{0.25}}. \quad (3.4.4)$$

На рис. 3.4.6 представлена зависимость коэффициента потерь от числа  $Re$  для колена с  $\delta = 90^\circ$ . Опытные данные демонстрируют типичную картину автомодельности при высоких числах Рейнольдса, и рост сопротивления при ламинаризации потока. Обращает внимание высокий уровень потерь в колене. Значение  $\zeta_{нов}$ , равное 1,4 означает, что потери напора в колене на 40% больше кинетической энергии потока на входе в колено.

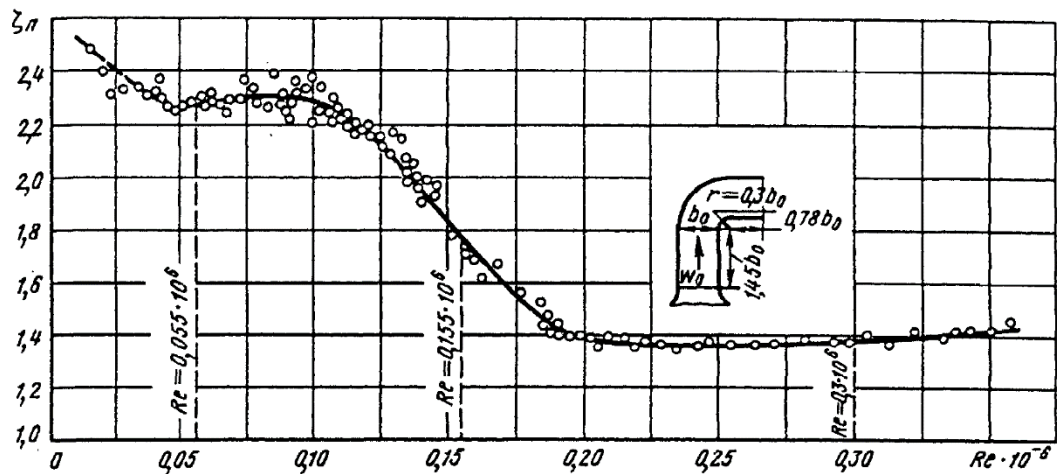


Рис. 3.4.6. Зависимость коэффициента потерь от числа  $Re$  для отвода с  $\delta = 90^\circ$  и гладкими стенками ( $\bar{\Delta} = 0,00003$ ), [13]

Схема течения в колене при переходе от ламинарного к турбулентному течению представлена на рис. 3.4.7.

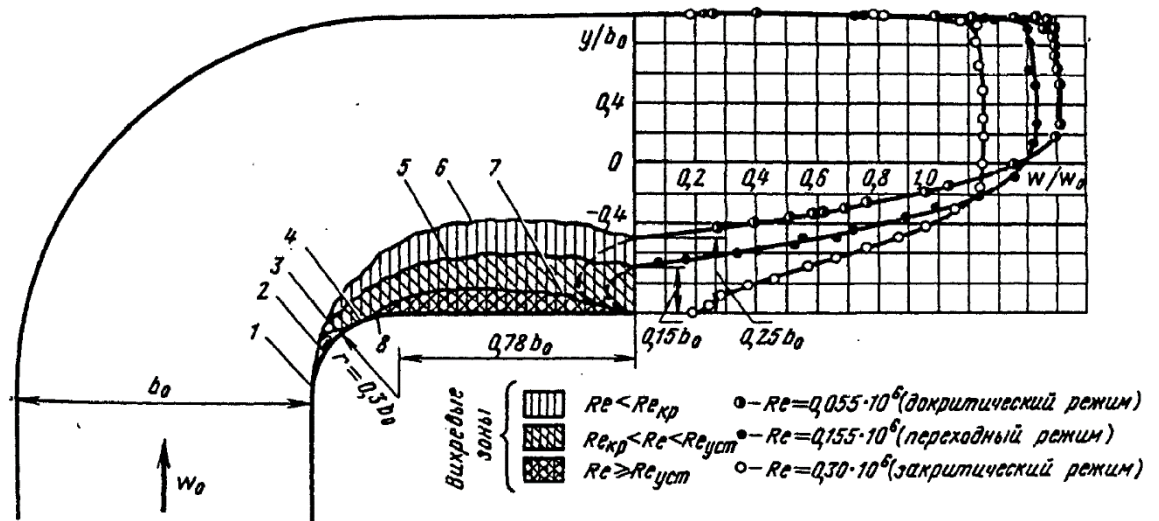


Рис. 3.4.7. Схема отрыва потока от внутренней стенки и распределение скоростей по средней линии сечения отвода с гладкими стенками при различных режимах течения, [13]

На рис. 3.4.7: 1 – точка ламинарного отрыва; 2 – «мёртвая» зона отрыва; 3 – точка перехода; 4 – точка прилипания оторвавшегося слоя; 5 – турбулентное



расширение оторвавшегося слоя; 6 и 7 – нижняя граница оторвавшихся соответственно ламинарного и турбулентного слоёв; 8 – точка турбулентного отрыва.

В сложных трубопроводах технических систем приходится осуществлять повороты на  $90^0$  при малой длине колена, что не дает возможности получить малые отношения  $n/R_s$ . В этом случае применяют направляющие лопатки, делящие размер колена  $n$  на меньшие части, рис. 3.4.8 (обозначения на рисунке как в использованном источнике [13]).

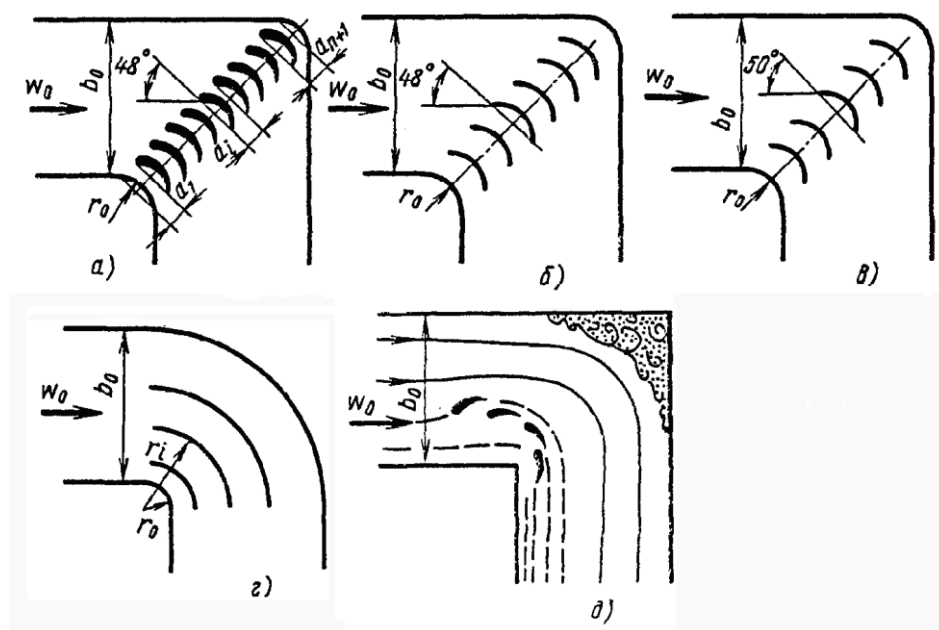


Рис. 3.4.8. Направляющие лопатки в коленах и отводах [13]:

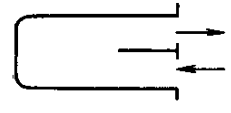
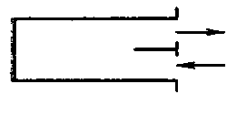
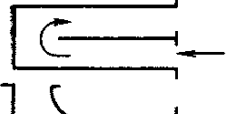
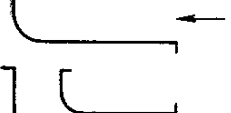
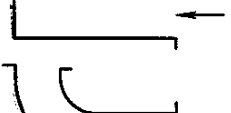
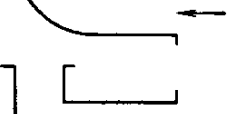


(а)– профилированные; (б) – тонкие, по дуге  $95^0$ ; (в) – тонкие, по дуге  $107^0$ ; (г) – концентрические; (д) – разрезные

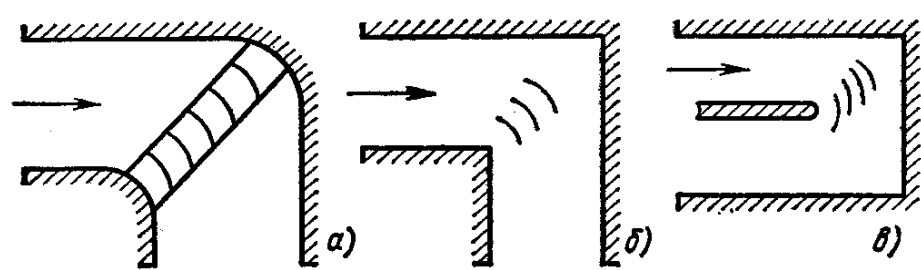
Направляющие лопатки, при правильном выборе размеров, числа и углов установки предотвращают отрыв потокам и образование вихревой области. При этом улучшается распределение скоростей по сечению за поворотом и уменьшается сопротивление колена. Эффективность снижения потерь на поворотах  $90-180^0$  с помощью направляющих лопаток иллюстрируется данными таблицы 3.4.1 [10], где кроме схем поворота потока, а так же коэффициентов  $\zeta_{пов}$  внизу показаны три схемы установки лопаток. В таблице представлены данные для каналов прямоугольного

сечения, для которых  $a_1$  – входной размер,  $a_2$  – выходной размер,  $r_1$  – радиус внутреннего (выпуклого) обвода канала,  $r_a$  – радиус внешнего (вогнутого) обвода канала. Сравнение данных в двух последних колонках таблицы показывает исключительно высокую эффективность направляющих лопаток при больших углах поворота и малых радиусах (вплоть до нуля) закругления выпуклой поверхности.

Таблица 3.4.1

Влияние направляющих лопаток на коэффициент потерь поворотных колен [10]

Модель	$\frac{a_1}{a_2}$	$\frac{r_1}{a_1}$	$\frac{r_a}{a_2}$	Тип лопаток	$\zeta_{\text{пов без лопаток}}$	$\zeta_{\text{пов с лопатками}}$
	1	0	0	<i>б</i>	1,647	0,358
	1	0	1	<i>б</i>	2,705	0,560
	1	0,25	1	<i>б</i>	1,374	0,179
	1	0,25	0	<i>б</i>	0,996	0,216
	1	0,0834	0,0834	<i>б</i> <i>а</i>	1,485	0,307 0,45
	1	0	0	<i>в</i>	4,01	0,702
	1	0	0	<i>в</i>	4,25	0,653
	1	0	0	<i>в</i>	4,51	0,783



В криволинейных каналах могут быть использованы способы управления пограничным слоем (отсос пограничного слоя, и т.п.).

**Движение на ограничивающих поверхностях криволинейных каналов. Вторичные течения.** Условия равновесия газовых частиц в ядре потока и в пограничном слое на ограничивающих поверхностях криволинейного колена прямоугольного сечения иллюстрирует рис. 3.4.9.

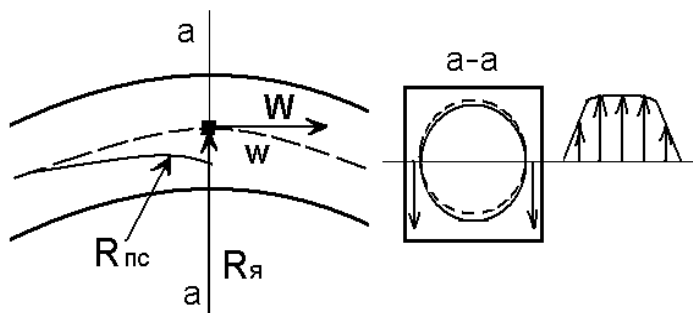


Рис. 3.4.9. Условия равновесия газовых частиц в ядре потока и в пограничном слое на ограничивающих поверхностях

В ядре потока центробежная сила движущихся по криволинейной траектории газовых частиц уравнивается градиентом давления. Принято считать, что градиенты давления, создаваемые изменением векторов скорости в ядре, действуют и в пограничном слое. Тогда равновесие газовых частиц в пограничном слое должно подчиняться условию (силы вязкости малы):

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \frac{c_{я}^2}{R_{я}} = \rho \frac{c_{пс}^2}{R_{пс}}. \quad (3.4.5)$$

Поскольку скорости в пограничном слое меньше, чем в ядре, в пограничном слое частицы движутся по более криволинейным траекториям. Чем ближе к ограничивающей поверхности газовая частица, тем меньше радиус кривизны траектории, и тем сильнее направление частиц в пограничном слое отличается от направления потока в ядре. На рис. 3.4.10

показано изменение вектора скорости на разных расстояниях от ограничивающей поверхности, вплоть до ядра.

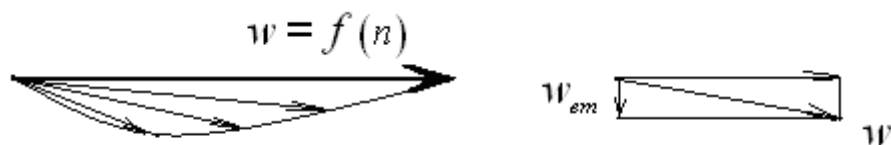


Рис. 3.4.10 . Векторы скорости на разных расстояниях от ограничивающей поверхности (слева) и вторичная составляющая скорости в пограничном слое (справа)

В наибольшей степени направление потока отличается от направления в ядре у самых близких к стенке частиц – направление так называемой **донной линии тока**. В отличие от плоских пограничных слоев в рассмотренных ранее случаях (векторы скорости, вне зависимости от расстояния от стенки, лежат в одной плоскости) такой **пограничный слой является трехмерным**.

Широко использовавшиеся в прошлом приемы теории пограничного слоя были наиболее трудно применимы в отношении таких течений. Поэтому для практических приложений была предложена схема **вторичных течений**. Вектор скорости в пограничном слое проектируется на два направления:

- проекция на направление основного потока представляет как бы обычный пограничный слой,
- проекция скорости на направление, перпендикулярное основному потоку, это вторичное течение. Это проекция скорости  $w_{sm}$  на рис. 3.4.10.

Вторичные течения проявляются во всех случаях течения с отклонением потока от инерциального направления. На рис. 3.4.11 показаны визуализированные специальным приемом донные линии тока на основном диске рабочего колеса центробежной ступени. Его поверхность является ограничивающей в межлопаточном канале, отклоняющем поток от инерциального направления. Донные линии тока смещаются от передней поверхности лопаток в сторону области пониженного давления на задней поверхности лопаток.

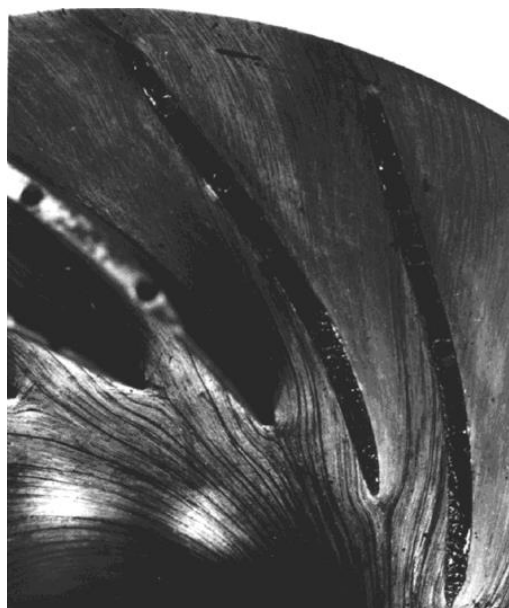


Рис. 3.4.11. Визуализация донных линий тока трехмерного пограничного слоя на поверхности основного диска центробежного рабочего колеса (кафедра КВХТ)

На рис. 3.4.10 показана схема течения в колене, представляющая рассмотренные выше особенности течения. Характер взаимодействия вторичного течения в пограничном слое с основным потоком показывает схема справа. Пограничный слой на ограничивающих поверхностях как бы «стекает» к выпуклой поверхности разрежения. При этом пограничный слой на поверхности давления становится тоньше, а на стороне разрежения – толще. Ядро потока соответственно сдвигается к стороне давления. На рис. 3.4.12 показано, что при прямоугольном сечении канала вторичные течения в углах сворачиваются в вихри. Если течение в канале развитое, т.е. вязкость проявляется во всем поперечнике сечения, то картина вторичного течения приближается к схеме на правом верхнем рисунке.

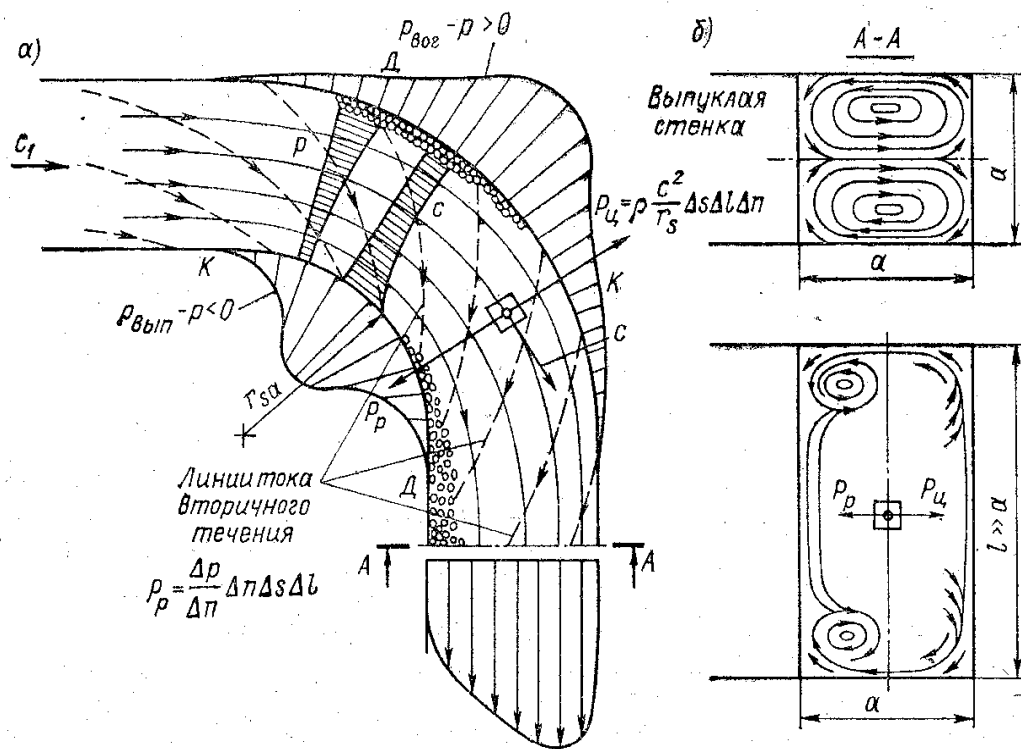


Рис. 3.4.12. Схема вязкого течения в криволинейном канале [13]

Кинетическая энергия вторичного течения из-за трения постепенно преобразуется в теплоту. Поэтому вторичное течение является источником **вторичных** потерь. Помимо этого, вторичное течение влияет на условия течения в пограничном слое на криволинейных стенках. Утолщение пограничного слоя приводит к более раннему отрыву и возрастанию вихревых потерь в наиболее опасной зоне высоких скоростей на выпуклой стенке. Кроме того, вторичные течения приводят к искажению поля скоростей на выходе из канала.

**Стабилизация – дестабилизация течения в криволинейных каналах. Число Россби.** Потенциальное ядро потока в прямолинейном канале равномерно в направлении нормали. Отклонение от инерциального направления вызывает появление сил инерции, действующих по нормали – перпендикулярно направлению движения. При этом возникают градиенты давления и скорости. В рассматриваемых неподвижных коленах нормальная сила инерции – это центробежная сила от движения по криволинейной траектории. При рассмотрении потока внутри центробежных рабочих колес нужно учитывать и так называемую силу Кориолиса (вопрос обсуждается далее). В любом случае отклонение потока сопровождается изменением скорости потока по нормали. Слои газа движутся с разной скоростью,

сдвигаясь друг относительно друга. Движение с отклонением от инерциального направления иногда называют **сдвиговым течением**.

Взаимное смещение слоев газа в ядре, которое мы считаем невязким, фактически приводит к появлению касательных напряжений

$\tau_{я} = \mu \cdot \frac{\partial c_{я}}{\partial n} \sim \mu \cdot \frac{c_{ясп}}{R_{сп}}$  и возникновению потерь трения. Но поскольку градиент

скорости в ядре много меньше, чем в пограничных слоях, потерями трения в ядре принято пренебрегать. Однако сдвиговый характер приводит к более значительным последствиям.

Наблюдения показывают, что ростом интенсивности местного замедления отрыв потока произойдет раньше на поверхности разрежения – на выпуклой поверхности колена. Простые соображения делают эту картину понятной. Образование вихревой зоны в начале вогнутой поверхности заставляет поток сильнее отклоняться от инерциального направления. Кинетическая энергия вихревого течения в зоне отрыва слишком мала, чтобы противостоять давлению набегающего потока, и вихревая зона подавляется. При отрыве в конце выпуклой поверхности разрежения вихревая зона уменьшает отклонение потока. Поток движется как бы по инерции, что убыстряет возникновение отрыва.

Замеченная особенность поведения потока при сдвиговом течении находит объяснение и с другой позиции. Тщательные измерения турбулентности в пограничных слоях показали следующее:

– на стороне давления поперечные турбулентные пульсации усиливаются, так как нормальные силы инерции способствуют турбулентному проникновению частиц, расположенных дальше от поверхности, в заторможенные пристеночные слои. Это способствует увеличению градиента скорости в пограничном слое. Условие отрыва  $\tau=0$  возникает только при очень сильном замедлении потока вдоль поверхности,

– на стороне разрежения поперечные пульсации более быстро движущихся частиц при перемещении к поверхности должны преодолеть нормальную силу инерции. Эта сила подавляет поперечные пульсации. Пограничный слой становится как бы ламинарным, утолщается и легко отрывается. Продольные пульсации остаются, но они не ведут к обмену импульсами между слоями

Процесс **усиления** поперечных турбулентных пульсаций иногда называют **дестабилизацией течения**, подчеркивая хаотический характер турбулентных пульсаций по сравнению с упорядоченным ламинарным течением. Процесс **ослабления** поперечных турбулентных пульсаций,

ламинаризация пограничного слоя соответственно называют **стабилизацией течения**. Такая стабилизация в диффузорном потоке ведет к более раннему отрыву и росту вихревых потерь.

При одинаковом замедлении потока на выходе из поворота на выпуклой и вогнутой поверхностях параметры пограничного слоя существенно различаются. На вогнутой поверхности (поверхности давления) тонкий турбулентный пограничный слой поддерживает высокие касательные напряжения. На выпуклой поверхности (поверхности разрежения) ситуация противоположная.

В качестве безразмерного критерия для характеристики воздействия нормальных сил инерции на пограничные слои введен безразмерный критерий, число Россби:

$$Ro = -\frac{\partial W / \partial n}{\partial w / \partial n}, \quad (3.4.6)$$

где  $W$  – скорость в ядре потока;  $w$  – скорость в пограничном слое;  
 $n$  – нормаль (направление от вогнутой к выпуклой поверхности).

Смысл критерия заключается в том, что силы вязкости, пропорциональные  $\partial w / \partial n$  являются причиной возникновения турбулентности, а нормальные силы инерции, в зависимости от своего направления, либо подавляют поперечные пульсации – стабилизация (ламинаризация) пограничного слоя (сторона разрежения,  $Ro > 0$ ), либо способствуют усилению поперечных пульсаций – дестабилизация (усиление турбулентности) пограничного слоя (сторона давления,  $Ro < 0$ ).

Знак минус в выражении для числа Россби выбран с тем, чтобы его величина была положительной на поверхности разрежения, где его влияние проявляется наиболее опасно.

### **Выводы по движению газа в криволинейных каналах:**

1. При отклонении потока от инерциального направления, действующие по нормали к вектору скорости силы инерции приводят к появлению нормальных градиентов давления и скорости. В криволинейном канале на вогнутой поверхности давление возрастает, а скорость уменьшается. На выпуклой поверхности давление пониженное, а скорость



больше среднерасходной. Движение газа со скольжением слоев в невязком ядре потока называют сдвиговым течением.

2. Изменение скоростей и давлений по нормали к потоку приводит к появлению местных диффузорных зон в начале вогнутой поверхности и во второй половине выпуклой поверхности. Это приводит к появлению отрывов потока, увеличивающих потери напора.

3. В пограничных слоях на ограничивающих поверхностях под воздействием повышенного давления на вогнутой стороне газ движется по траекториям с меньшим радиусом, чем в ядре потока. Пограничные слои на ограничивающих поверхностях становятся трехмерными. Для упрощения анализа вводится схема вторичных течений, образованных проекциями векторов скорости на сечение перпендикулярное оси канала. Вторичное течение носит вихревой характер. Из-за трения газовых частиц друг о друга кинетическая энергия вторичного течения постепенно преобразуется в тепло. Потери трения на поверхностях с вторичными течениями больше, чем при просто продольном движении. Эти увеличенные потери выделяют в группу вторичных потерь. Возрастающие по сравнению с прямыми каналами вторичные потери и потери из-за отрывов в местных диффузорных зонах иногда выделяют в отдельную группу **потерь на поворот потока**.

4. Интенсивность зоны отрыва на выпуклой поверхности в большой степени определяет потери на поворот потока. Это связано с тем, что точка отрыва расположена в зоне наибольших местных скоростей в канале. Раннему отрыву способствует утолщение пограничного слоя за счет переноса низкоэнергетических частиц вторичными течениями. Второе важное обстоятельство – влияние нормальных сил инерции на поперечные турбулентные пульсации. Пограничный слой на выпуклой поверхности ламинаризируется и утолщается, что способствует более раннему отрыву.

5. Потери на поворот потока при прочих равных условиях тем больше, чем больше угол изогнутости канала, и чем больше его поперечный размер к радиусу кривизны. Особо опасная местная диффузорность на выпуклой поверхности уменьшается или исключается вообще, если криволинейный канал конфузорный. Уменьшение проходного сечения криволинейного канала по длине – эффективное средство снижения потерь поворота. Диффузорность канала усиливает опасность отрыва. Диффузорные межлопаточные каналы ТК характеризуются небольшими углами поворота потока. Конфузорные каналы турбин могут отклонять поток на очень большие углы.

6. Эффективное средство снижения потерь поворота в сильно изогнутых каналах – установка направляющих лопаток. При этом поток

поворачивает не в одном канале с большим отношением  $n/R$ , а в системе каналов со значительно меньшими отношениями размера по нормали к радиусу кривизны.

7. Рассмотренные особенности течения в криволинейных каналах проявляются в межлопаточных каналах турбомашин и оказывают решающее влияние на их эффективность. Приемы уменьшения потерь на поворот потока используются в проточных частях компрессоров и турбин. Например, для большего поворота потока лопатки рабочих колес устанавливаются на меньшем расстоянии друг от друга.

### 3.5. ВЛИЯНИЕ СЖИМАЕМОСТИ НА ДВИЖЕНИЕ В КАНАЛАХ. КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

При анализе течения в рассмотренных выше каналах предполагалось, что изменение плотности газа по их длине несущественно. Это позволило выявить основные закономерности, а в ряде случаев предположение  $\rho = f(l) = const$  практически выполняется. Но при движении газа в проточной части турбомашин плотность может меняться очень значительно. Это оказывает большое влияние на характер рабочего процесса.

Характер влияния скорости потока на плотность газа удобно рассмотреть на примере его истечения из емкости, где его скорость незначительна. Там его состояние характеризуется параметрами торможения – давлением, температурой  $p^*, T^*$ , и соответствующей им плотностью газа  $\rho^* = \frac{p^*}{RT^*}$ . Предположим, что истечение происходит изоэнтропически (без потерь напора) с увеличением скорости до максимальной. При максимальной скорости потока вся его потенциальная энергия давления переходит в кинетическую энергию. То есть, истечение из емкости происходит в пространство с нулевым статическим давлением (в вакуум).

Отношение начальной плотности торможения к текущему значению по мере роста скорости и снижения давления равно  $\frac{\rho^*}{\rho} = \frac{p^*}{p} / \frac{T^*}{T}$ . Так как по

уравнению процесса  $\frac{p^*}{p} = \left(\frac{T^*}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}}$  то:

$$\frac{\rho^*}{\rho} = \left(\frac{T^*}{T}\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (3.5.1)$$

Так как  $T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}$  и  $c_p = \frac{k}{k-1}R$ , то отношение температуры торможения к ее текущему значению равно  $\frac{T^*}{T} = 1 + \frac{c^2}{2 \frac{k}{k-1} RT} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{c^2}{kRT}$ .

Известно, что произведение  $kRT$  равно квадрату скорости распространения малых возмущений в газе  $a$ . Эта скорость характеризует упругость газа, его способность противостоять сжатию. Отношение скорости потока к скорости распространения малых возмущений, в просторечии именуемая скоростью звука, называется числом Маха  $M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$ . Тогда:

$$\frac{\rho^*}{\rho} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (3.5.2 \text{ а})$$

$$\frac{\rho}{\rho^*} = \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{k-1}}}. \quad (3.5.2 \text{ б})$$

Формулы (3.5.2) показывают, что сжимаемость газа – изменение его плотности (в рассматриваемом частном случае следовало бы говорить о «расширяемости» газа) – зависит от двух безразмерных параметров:

– показателя изоэнтропы  $k = \frac{c_p}{c_v}$ , отражающего физические свойства газа,

– числа Маха  $M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$ , характеризующего режим течения.

Эти два безразмерных параметра являются **критериями подобия сжимаемости**. Если в двух разных случаях движения эти критерии равны, то сжимаемость проявляется одинаково. Если не равен любой из двух, эти течения не подобны.

Представление о количественном влиянии критериев на изменение плотности дают результаты расчетов по формуле (3.5.2 б), представленные в таблице. Три значения показателя изоэнтропы выбраны равными  $k = 1,14$  (фреон-12,  $CF_2Cl_2$ ),  $k = 1,4$  (двухатомные газы – воздух и пр.),  $k = 1,68$  (неон), что практически перекрывает диапазон возможных рабочих сред ТК. Диапазон чисел Маха ограничен значением 1,75. Это значение редко превышает на входе лопаточные решетки даже самых форсированных ТК. Промышленные, и большинство транспортных ТК, работают при числах

Маха на входе в лопаточные решетки не более 0,85 (так называемые дозвуковые компрессоры).

Таблица 3.5.1

Влияние критерия Маха на изменение плотности в потенциальном потоке при разных значениях показателя изоэнтропы

$M$	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75
$\rho/\rho^*$ $k=1,14$	1	0,9692	0,8835	0,7589	0,6168	0,4764	0,3518	0,2497
$\rho/\rho^*$ $k=1,40$	1	0,9694	0,8852	0,7660	0,6339	0,5067	0,3950	0,3029
$\rho/\rho^*$ $k=1,68$	1	0,9696	0,8869	0,7731	0,6503	0,5344	0,4337	0,3502

Представленные данные показывают следующее:

– в дозвуковой области влияние показателя изоэнтропы на изменение плотности можно считать незначительным. В этом случае можно говорить о практически автомодельной области по отношению к критерию  $k$ ,

– уже при  $M = 0,5$  плотность меняется достаточно заметно и влияние числа Маха должно учитываться.

Что касается термодинамических расчетов – определение напоров, работы сжатия, КПД, то сжимаемость должна учитываться и при сравнительно небольших числах Маха  $\sim 0,25$ .

Параметры потока в рассмотренных выше каналах переменного сечения зависят от критериев сжимаемости. Рассмотрим потенциальное движение газа в канале переменного сечения между сечениями «1» и «2».

Изменение плотности по аналогии в соответствии с уравнением

процесса равно  $\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}}$ . Отсюда:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left( \frac{1 - \frac{c_2^2}{2 \frac{k}{k-1} RT^*}}{1 - \frac{c_1^2}{2 \frac{k}{k-1} RT^*}} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \left( \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \left(\frac{c_2}{c_1}\right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2} \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (3.5.3)$$

где  $\lambda = \frac{c}{a_{кр}}$  – **скоростной коэффициент** – отношение скорости потока

к критической скорости звука. Это скорость звука в сечении, где скорость

потока становится равной скорости звука. Критическая скорость звука зависит от полной энергии газа, характеризуемой температурой торможения:

$$a_{kp} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*} . \quad (3.5.4)$$

Скоростной коэффициент характеризует сжимаемость так же, как и число Маха. То есть, в отношении проявления сжимаемости течения подобны, если у них одинаковые  $k = idem$ ,  $M = idem$  или  $k = idem$ ,  $\lambda = idem$ . Равнозначные критерии  $M$  и  $\lambda$  однозначно связаны между собой через показатель изоэнтропы:

$$\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{2}} \frac{M}{\sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2}}, \quad M = \sqrt{\frac{2}{k+1}} \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}} . \quad (3.5.5)$$

В практике расчетов и анализа можно использовать любой из этих двух «взаимозаменяемых» критериев. Предпочтение отдается тому, при котором расчетные соотношения менее громоздки. Например, в формулах (3.5.2), связывающих плотность газа с плотностью по заторможенным параметрам в том же сечении, удобно воспользоваться критерием Маха. Формула (3.5.4) представляет соотношение плотностей газа в разных сечениях потока. Здесь предпочтительнее воспользоваться скоростным коэффициентом.

В дозвуковой области значения  $M$  и  $\lambda$  меняются от нуля до единицы, не очень сильно различаясь между собой. В сверхзвуковой области ситуация меняется. При рассмотренном выше истечении в вакуум температура снижается до абсолютного нуля, поэтому число Маха  $M = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$  при  $T \rightarrow 0$  возрастает до бесконечности. Максимальная скорость потока при этом соответствует условию  $i^* = c_p T^* = \frac{c_{\max}^2}{2}$ , или:

$$c_{\max} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT^*} . \quad (3.5.6)$$

Соответственно, максимально возможное значение скоростного коэффициента равно:

$$\lambda_{\max} = \frac{c_{\max}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}. \quad (3.5.7)$$

Рассмотренный выше процесс изоэнтропного истечения с ростом скорости можно рассматривать и как движение в обратном направлении. Из формулы (3.5.3) вытекает, что при одинаковом замедлении  $\frac{c_2}{c_1} < 1$  увеличение плотности в диффузорном канале тем больше, чем больше скоростной коэффициент на входе.

Изменение скорости в канале из уравнения неразрывности равно  $c_2 = c_1 \frac{F_1}{F_2} \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$ . Диффузорность каналов – отношение скоростей

$\dot{c} = \frac{c_2}{c_1} = \frac{F_1}{F_2} \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$  – тем значительнее, чем больше скоростной коэффициент

или число Маха на входе в канал. Этим определяется влияние сжимаемости на течение в диффузорных каналах. С ростом  $\lambda_1$  (или  $M_1$ ) скорость снижается сильнее, вероятнее отрыв потока, сопровождающийся ростом потерь. В криволинейных каналах влияние сжимаемости усиливает изменение скорости в местных конфузорных и диффузорных зонах.

Сказанное объясняет, по какой причине обычно более эффективны турбокомпрессоры, работающие с относительно малыми скоростями потока. Однако необходимость уменьшения размеров и массы машин вынуждает к повышению скоростей газа, вплоть до сверхзвуковых. При этом проявляются специфические особенности поведения сверхзвуковых течений. Одну из этих особенностей демонстрирует **формула Гюгио**, связывающая изменение скорости в канале с изменением его проходного сечения.

Для получения уравнения продифференцируем уравнение расхода  $\bar{m} = \rho \times f \times c$  и разделим полученное на  $\rho \times f \times c$ :

$$\frac{d\bar{m}}{\bar{m}} = \frac{df}{f} + \frac{dc}{c} + \frac{d\rho}{\rho} = 0. \quad (3.5.8)$$

Преобразуем отношение  $\frac{\partial \rho}{\rho}$  в вид  $\frac{d\rho}{\rho} = \frac{d\rho \times dp}{\rho \times dp}$ . Известно, что скорость распространения малых возмущений  $a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}$ . Тогда  $\frac{d\rho}{\rho} = \frac{1}{a^2} \frac{dp}{\rho}$ .

Элементарный политропный напор  $\frac{dp}{\rho}$  определяет уравнение Бернулли в дифференциальном виде. Для неподвижного канала при изоэнтропном

течении (отсутствуют потери напора)  $dp + d\left(\rho \frac{c^2}{2}\right) = 0$ . Отсюда следует

связь политропного напора с изменением скорости  $\frac{dp}{\rho} = -d\frac{c^2}{2} = -c \times dc$ . С

учетом этих соотношений  $\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{c \times dc \times c}{a^2 \times c} = -M^2 \frac{dc}{c}$  и равенство (3.5.8)

можно представить в виде:

$$\frac{df}{f} = \frac{dc}{c}(M^2 - 1). \quad (3.5.9)$$

Из формулы Гюгонио вытекает следующее:

– при дозвуковой скорости ( $M < 1$ ) расширение канала ( $dF > 0$ ) сопровождается снижением скорости ( $dc < 0$ ). В дозвуковом потоке расширяющийся канал является диффузором, сужающийся – конфузуром,

– поведение сверхзвукового потока прямо противоположное. При  $M > 1$  увеличение проходного сечения ведет к росту скорости ( $dc > 0$ ). Расширяющийся канал – это сверхзвуковой конфузор. Наоборот, для снижения скорости необходимо уменьшать проходное сечение – сверхзвуковой диффузор.

Формула Гюгонио показывает, что при скорости, равной скорости звука, канал имеет минимальное сечение, поскольку при этом  $df = 0$ .

Плотность тока, это величина  $\rho \times c \left(\frac{kg}{m^2}\right)$ , показывающая расход газа через

проходное сечение площадью  $1m^2$ . Понятно, что при несжимаемом течении плотность тока пропорциональна скорости. При движении сжимаемого газа с ростом скорости плотность падает тем сильнее, чем больше число Маха или скоростной коэффициент. Рост скорости в сверхзвуковом потоке сопровождается столь сильным снижением плотности, что произведение  $\rho \times c$  уменьшается.

В технических устройствах бывает необходимость разогнать поток до сверхзвуковых скоростей. В турбинах, например, потенциальная энергия давления преобразовывается в скорость в неподвижных каналах – соплах. Кинетическая энергия газа преобразуется в механическую работу в рабочих колесах турбин. Для повышения мощности, развиваемой турбинной ступенью, поток в сопле разгоняется до сверхзвуковой скорости. При этом используются каналы с проходными сечениями, площадь которых сначала уменьшается до некоторого значения  $f_{min}$  (при этом скорость потока достигает скорости звука  $c = a_{кр}$  ( $M = \lambda = 1$ )), а затем плавно увеличивается до величины, обеспечивающей заданное значение скорости потока  $c > a$  (

$M > 1$ ) на выходе из канала. Такие конфузоры называют **соплами Лавалья** по имени их изобретателя. На рис. 3.5.1 схема сопла Лавалья показана сплошными линиями.

В соответствии с формулой Гюгонио, торможение сверхзвукового потока должно происходить в канале, входная часть которого выполняется сужающейся, а выходная – расширяющейся. Переход от сверхзвуковой скорости к дозвуковой произойдет в минимальном сечении лишь в том случае, когда при данных размерах канала и данных расходах и параметрах газа в минимальном сечении будет иметь место условие  $M = 1$ . То есть, торможения сверхзвукового потока следует применить **обратное сопло Лавалья** (рис. 3.5.1 слева). При наличии потерь скорость звука устанавливается в сечении, сдвинутом от минимального сечения вниз по потоку.

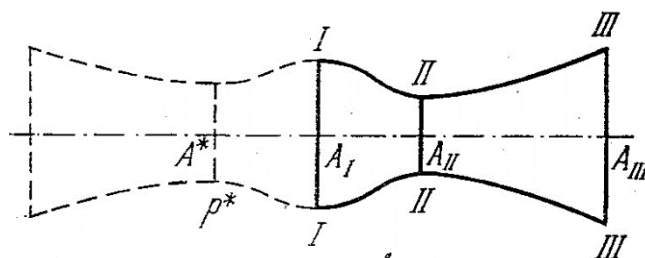


Рис. 3.5.1. Схема сопла Лавалья и обратного сопла Лавалья (штриховые линии) 1– 11 – дозвуковой конфузур, 11 – 111–сверхзвуковой конфузур [15]

**Скачки уплотнения.** На рис. 3.5.1 обратное сопло Лавалья показано штриховыми линиями, поскольку практически плавное торможение сверхзвукового потока осуществить не удастся. Так как плотность тока достигает максимума при  $M = \lambda = 1$ , то, соответственно, существуют равные значения  $\rho \times c$  при дозвуковом и сверхзвуковом режиме течения.

На рис. 3.5.2 приведен графики:

– изменение проходного сечения сопла Лавалья в виде зависимости  $\frac{A}{A^*}$  от текущего значения числа  $M$  ( $A$  – текущее проходное сечение,  $A^*$  – наименьшее, критическое проходное сечение, где  $c = a_{кр}$ ,  $M = 1$ ),

– отношение текущей плотности тока к плотности тока в критическом сечении  $\Theta = \frac{c \times \rho}{(c \times \rho)_{кр}}$ .



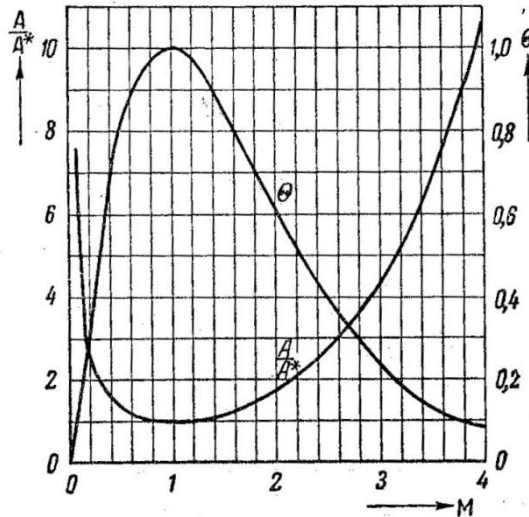


Рис. 3.5.2. Изменение проходного сечения сопла Лавалья и плотности тока в текущем значении числа  $M$  при  $k = 1,4$  [15]

Неустойчивый сверхзвуковой поток мгновенно, скачкообразно становится дозвуковым, соблюдая условие  $(\rho \times c)_{\text{дозв}} = (\rho \times c)_{\text{сверхзв}}$ . Этот переход называется **скачком уплотнения** (стоячей ударной волной). В очень тонком слое газа меняются все параметры потока. Благодаря условию  $(\rho \times c)_{\text{дозв}} = (\rho \times c)_{\text{сверхзв}}$  параметры потока перед скачком, и за скачком связаны строгими алгебраическими соотношениями:

- закон прямого скачка:

$$\lambda_1 \times \lambda_2 = 1, \quad \lambda_2 = 1/\lambda_1, \quad (3.5.10 \text{ а})$$

- падение полного давления в скачке:

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = \lambda_1^2 \left( \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \times \frac{1}{\lambda_1^2}} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{\lambda_1^2 - \frac{k-1}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}, \quad (3.5.10)$$

б)

- изменение плотности в скачке:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \lambda_1^2 \quad (3.5.10)$$

в)

Из приведенных формул следует:

– после скачка поток становится дозвуковым, причем после скачка скорость тем меньше, чем она больше до скачка,

– изменение параметров потока в скачке сопровождается преобразованием части механической энергии потока в тепло, потерями напора, так как при  $M_1(\lambda_1) > 1$  происходит уменьшение полного давления

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} < 1.$$

Таким образом, при возникновении скачка уплотнения появляется еще один вид потери напора – **волновое сопротивление**, отличительным свойством которого является возможность его строгого расчета.

Соотношение  $p_2^*/p_1^*$  в (3.5.10 б) показывает, что с ростом критериев сжимаемости падение давления усиливается. Для учета потерь напора при расчете ТК удобнее пользоваться коэффициентом сопротивления

$$\zeta_{\text{волн}} = \frac{h_{\text{волн}}}{c_1^2/2}$$

Его величина для волновых потерь может быть строго определена, хотя расчетные соотношения несколько громоздки. Расчеты показывают, что при умеренных  $M_1 \leq 1,5$ , которые редко превышаются в проточной части ТК, скачек уплотнения обладает высокой эффективностью преобразования динамического напора в давление (в чем и заключается принцип действия ТК). К сожалению, возникновение скачка уплотнения в канале сопровождается отрывом пограничного слоя и появлением интенсивных вихревых потерь, причина чего рассмотрена ниже. Несмотря на пониженный КПД, сверхзвуковые ТК находят применение, особенно в составе авиационных ГТД, так как там особенно важно минимизировать размеры и массу двигателей.

### 3.6. ПОДОБИЕ УСЛОВИЙ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Выше было показано, что газодинамический расчет ТК встречает две принципиальные трудности:

– в основном уравнении турбомашин для расчета подводимой к газу механической работы  $h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1$  при определении окружных составляющих скорости  $c_u$  нужно знать угол выхода потока из лопаточного аппарата, предшествующего рабочему колесу ( $c_{u1}$ ), и на выходе из рабочего колеса ( $\vec{c}_{u2} = \vec{w}_{u2} + \vec{u}_2$ ),

– в уравнении Бернулли для расчета политропной работы сжатия и перемещения  $h_n = h_T - h_d - h_w$  нужно рассчитать потерь напор  $h_w$ .

Строгое определение  $h_T$  и  $h_w$  требует решения дифференциальных уравнений движения второго порядка в частных производных. Принципиальная трудность численного интегрирования уравнений заключается в определении касательного напряжения трения с учетом турбулентных поперечных пульсаций, носящих хаотический характер.

Современные компьютерные программы решения вязкого, сжимаемого, пространственного потока достигли большого прогресса, используя эмпирические модели турбулентности. При этом следует помнить, что в программах предусмотрено использование какой-либо из нескольких альтернативных моделей турбулентности. Это обстоятельство не гарантирует однозначности решения, и лишь подчеркивает не универсальный характер эмпирических моделей. Несмотря на огромные успехи численных методов, их использование в практике расчетов и проектирования ТК пока ограничивается решением отдельных частных задач.

Исторически газодинамическая теория и практика ТК базировались на упрощенных схемах, моделях течения с использованием известного положения «теория дает формулу, практика (экспериментальная) – коэффициенты». Примеры самых простых моделей, вытекающих из теоретических соображений формул и экспериментальных коэффициентов, рассмотрены в предыдущих разделах. Экспериментальное исследование турбокомпрессоров является основой современной газодинамической теории и методов проектирования. Исследовательские эксперименты продолжаются до сих пор. Их правильная постановка и интерпретация результатов должны производиться на основе теории подобия, положения которой применительно к ТК рассматриваются в настоящем разделе.

На положениях теории подобия основываются эксперименты, проводимые при решении следующих задач:

– испытание на специальных экспериментальных установках (стендах) отдельных ступеней, или групп ступеней, которые являются уменьшенными копиями (моделями) ступеней реальных компрессоров (натурные ступени). При испытаниях выявляются и устраняются недостатки, и получаются газодинамические характеристики для расчета новых проектируемых компрессоров,

– испытание компрессоров перед передачей их заказчиком, так называемые приемо – сдаточные испытания (ПСИ). При этом условия испытаний не всегда совпадают с рабочими условиями. Например, большинство испытаний промышленных ЦК производится при атмосферных условиях, в то время как компрессор предназначен для работы на газе с другими свойствами, и при других начальных условиях. Теория подобия

устанавливает, как нужно испытывать ТК на воздухе, чтобы измеренные характеристики были практически такими же, как и при условиях реальной эксплуатации. В этом случае испытанный на воздухе компрессор – это его же модель при работе в реальных условиях эксплуатации.

Теория подобия позволяет заранее отрабатывать элементы ПЧ в виде модельных ступеней. Эксперименты с моделями ступеней проводятся «впрок», без привязки к конкретному компрессору. Некоторый воображаемый набор модельных ступеней ЦК, перекрывающий весь возможный диапазон коэффициентов расхода и напора в возможном диапазоне критериев подобия и с диапазоном необходимых конструктивных ограничений (втулочные отношения, максимальные относительные диаметры проточной части и т.д.), в принципе делает ненужными сложные методы проектирования. Практически любая проточная часть могла бы быть составлена из всеобъемлющего набора модельных ступеней. Для ОК важна проблема взаимного влияния ступеней, поэтому часто моделирование ведется не на основе отдельных ступеней, а их групп, даже целых проточных частей.

Наборы модельных ступеней существуют, хотя многомерное поле их параметров не может быть полностью насыщено. Всегда находятся такие компрессоры, для проточной части которых подходящих модельных ступеней нет. Кроме того, новые методы проектирования и оптимизации позволяют создавать более совершенные проточные части как компрессоров, так и модельных ступеней для включения в соответствующие банки данных. Поэтому работы по созданию новых модельных ступеней продолжаются.

В соответствии с положениями теории подобия, при соблюдении условий подобия у модели и у натурального ТК (ступени) одинаковыми являются безразмерные характеристики, например,  $\eta, \psi = (\varphi)$ . Для того, чтобы модель и натура были подобны, должны соблюдаться:

– **условие кинематического подобия**, а именно, отношения скоростей газа в проточной части модели и натуре в любой сходственной точке проточной части должно быть одинаковым:  $c_n / c_m = idem$ ,  $w_n / w_m = idem$ . Это условие означает, что направления пока в сходственных точках у модели и натуре одинаково. В частности, у модели и натуре треугольники скоростей в контрольных сечениях должны быть на подобными,

– **условие динамического подобия** – во всех сходственных точках рассматриваемых объектов соотношения действующих сил должны быть одинаковыми. Известно, что на газовые частицы могут действовать массовые

силы, а на их поверхности действуют две группы сил – нормальные силы давления и касательные силы вязкости.

– **геометрическое подобие.** Без этого условия невозможно кинематическое подобие. Для геометрического подобия нужно, чтобы соотношения всех линейных размеров у модели и натуре было одинаково. Практически речь идет о том, что у модели и натуре одинаковы отношения линейных размеров к характерному размеру. У осевых ступеней это отношение размеров лопаток к хорде, например, должно быть одинаковое удлинение лопаток  $\frac{l}{a} = idem$ , одинаковое втулочное отношение

$v = \frac{D_{em}}{D_n} = idem$ . У центробежных ступеней характерный размер – наружный

диаметр РК  $D_2$ , одинаковыми должны быть относительная высота лопаток

$\frac{b_2}{D_2} = idem$ , и др. Проточные части модели и натуре имеют одинаковую

форму, отличаясь только размерами. Геометрическое подобие означает равенство сходственных углов лопаточных аппаратов, формы и числа лопаток.

При выполнении условий подобия нужно иметь в виду следующие обстоятельства:

– кинематическое подобие может быть обеспечено только в случае, если у модели и натуре одинаково отношение плотностей в контрольных

сечениях:  $\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = idem$ . Подвод или отвод тепла через поверхности

проточной части в принципе влияет на показатель политропы  $n$  и отношение плотностей. Влияние внешнего теплообмена на показатель политропы в проточной части ТК столь мало, что им можно пренебречь. Это позволяет отказаться от выполнения условия теплового подобия при моделировании ТК,

– массовая сила гравитации пренебрежимо мала по сравнению с поверхностными силами давления и касательного напряжения. Это позволяет отказаться от выполнения условия подобия массовых сил. Условие равенства

критерия Фруда  $Fr = \frac{w^2}{gL} = idem$  ( $g$  – ускорение земного тяготения,  $L$  –

линейный размер) при моделировании выполнять не нужно,

– характеристики ТК рассматриваются как совокупность режимов с разным расходом при одинаковой скорости вращения. Переходные процессы с одного режима на другой не являются предметом моделирования. На каждом из режимов происходит периодическое изменение параметров потока. Но при выполнении условий кинематического и динамического подобия на установившемся режиме, периодические нестационарные процессы у модели и натуре автоматически оказываются подобными, т.е. выполняется условие равенства критерия Струхала  $Sh = \frac{L}{\omega\tau} = idem$  ( $\tau$  – время).

Для обеспечения кинематического и динамического подобия модельного и натурального ТК достаточно:

- чтобы их проточные части имели одинаковую форму,
- одинаковыми были критерии сжимаемости  $k, M$ ,
- одинаковым был критерий подобия сил инерции и вязкости  $Re$ .

С учетом этого следующее напомним формальное соотношение:

$$\eta, \psi = f(\bar{F}, \varphi, k, M, Re). \quad (3.6.1)$$

Это соотношение означает, что любые безразмерные газодинамические характеристики ступени или всего турбокомпрессора однозначно определяются:

– формой проточной части – условное обозначение  $\bar{F}$ . Для геометрического подобия следует обеспечить и **подобие относительной высоты шероховатости**  $\bar{k}_w = idem$ ,

– режимом обтекания лопаточных элементов – коэффициентом расхода  $\varphi = \frac{C_m}{u}$ ,

- критериями сжимаемости  $k$  и  $M$ ,
- критерием динамического подобия  $Re$ .

**Числа подобия.** Безразмерные параметры  $k, M(\lambda), Re$ , одинаковость которых необходима для равенства безразмерных характеристик, являются критериями подобия. У геометрически подобных компрессоров или ступеней

при одинаковых коэффициентах расхода  $\phi$  оказываются равными коэффициенты полезного действия, потерь, напора и ряд других безразмерных соотношений ( $c/u_2$ ,  $w/u_2$  и другие), которые называют числами подобия.

**Приближенное подобие, условия испытания моделей.** Одинаковость безразмерных характеристик модели и натуре гарантируется при равенстве их критериев подобия. Для ступени турбокомпрессора условие идентичности безразмерных характеристик  $\eta, \psi = f(\phi_2) = idem$  выполняется при равенстве критериев подобия  $k$ ,  $M(\lambda)$ ,  $Re = idem$ .

Так как у подобных турбомашин в сходственных точках соотношения размерных параметров потока одинаково, то равенство критериев подобия в одной из сходственных точек означает равенство этих критериев и во всех остальных. По этой причине оказывается возможным использовать критерии подобия  $M(\lambda)$  и  $Re$  в условной, но удобной для расчетов и проектирования форме. На примере центробежной ступени:

$$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_n^*}}, \quad Re_u = \frac{u_2 D_2}{\nu_n} = \frac{u_2 D_2}{\mu_n} \rho_n, \quad (3.6.2)$$

где  $\nu_n$ ,  $\mu_n$  – коэффициенты кинематической и динамической вязкости по начальным условиям.

С учетом сказанного, условия подобия можно представить в виде  $\eta, \psi = f(\phi_2) = idem$  при  $k$ ,  $M_u(\lambda_u)$ ,  $Re_u = idem$ .

Обеспечение всех условий подобия натурному компрессору при испытании его модели чаще всего невыполнимо. Обычно испытания моделей проводят на стендах с **открытым контуром**, то есть, модель отдельной ступени или компрессора испытывается на атмосферном воздухе. Понятно, что условие  $k = idem$  не может быть выполнено, если сжимаемый в натурном ТК газ имеет показатель изоэнтропы, не равный  $k = 1,4$ . Для строгого выполнения подобия испытания следует вести на стенде с **замкнутым контуром**, в котором циркулирует газ с  $k_{mod} = k_{нат}$ .

Обычно масштаб моделирования  $D_{2нат}/D_{2mod} \gg 1$ . Очевидно, условие  $Re_u = idem$  не выполняется для модели и натуре, если значения  $u_2$ ,  $\rho_n$  и  $\mu_n$  у них равны. Для строгого моделирования нужно вести испытание в

закрытом контуре, подбирая такое давление на входе с модель, при котором  $\rho_{нмод} \succ \rho_{ннат}$  компенсирует различие их диаметров. Отметим, что обеспечение условия  $Re_u = idem$  за счет различия окружных скоростей неприемлемо, так как мешает выполнению наиболее важного условия  $M_u(\lambda_u) = idem$ .

Стендами с замкнутым контуром располагают не все организации. Кроме того, испытания в замкнутом контуре сложнее, длительнее и дороже испытаний на стендах с открытым контуром. Поэтому испытания моделей чаще ведут на стендах с открытым контуром, вынужденно соблюдая условия подобия лишь приближенно. Основные условия приближенного подобия таковы:

1. При испытании отдельной ступени наиболее важно выполнить условие  $M_u = idem$ . Этот критерий сжимаемости определяет отношение плотностей в контрольных сечениях проточной части  $\varepsilon = \rho_2 / \rho_1 = (1 + (k - 1)\psi_T M_u^2)^{1/(n-1)}$ . Если число подобия  $\varepsilon \neq idem$  треугольники скоростей модели и натуре в сходственных контрольных сечениях не подобны, что нарушает условие кинематического подобия. Кроме того, критерий сжимаемости  $M$  определяет характер течения газа – **дозвуковой, околзвучковой, сверхзвучковой** (скорость газа меньше, примерно равна, больше скорости распространения малых возмущений – скорости звука). Из условия  $M_u = u_2 / (kRT_n^*)^{0,5} = idem$  при который нужно проводить модельные испытания:

$$u_{2,м} = u_{2н} \frac{(kRT_n^*)_н^{0,5}}{(kRT_n^*)_м^{0,5}}. \quad (3.6.3)$$

2. Показатель изоэнтропы  $k$  так же определяет отношение плотностей наряду с  $M_u$ . Расчеты и опыты показывают, однако, что для отдельных ступеней при  $M_u \leq 1$  влиянием  $k$  можно пренебречь.

3. Для многоступенчатых ТК с большим, чем у отдельной ступени отношением давлений, важнее выполнить условие  $\varepsilon = \rho_2 / \rho_1 = idem$ , чем  $M_u = idem$ . Из условия  $\varepsilon = idem$  определяется значение  $M_{умод}$  и  $u_{2мод}$ , при которых следует вести испытания.



4. За редким исключением (ТК с глубоким разрежением на всасывании, особо малые геометрические размеры) движение газа в проточной части носит турбулентный характер. Считается, что переход от ламинарного к турбулентному режиму имеет место, если «физическое» число Рейнольдса превышает  $10^5$ :  $Re_w = wB/\nu \succ 10^5$ , здесь  $w$  – средняя скорость в лопаточной решетке,  $B$  – продольный размер лопатки (хорда),  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости газа в решетке. При турбулентном характере течения потери напора слабо уменьшаются с ростом  $Re$ , если поверхности ПЧ гидравлически гладкие, или не зависят от него при шероховатых поверхностях. Сравнительно слабая зависимость потерь трения от критерия Рейнольдса позволяет вести испытания моделей при  $Re_{mod} \prec Re_{nat}$ , если в модельной ступени течение остается турбулентным.

При работе модели и натуре в области автомодельности, т.е. если поверхности модели и натуре гидравлически шероховатые, неравенство критериев Рейнольдса не оказывает влияния на безразмерные характеристики. Если поверхности натурой машины гидравлически гладкие, ее КПД и напор несколько больше, чем при испытаниях модели. В технической литературе есть много рекомендаций по пересчету характеристик с учетом влияния критерия Рейнольдса. Применительно к промышленным центробежным компрессорам метод пересчета изложен в европейском стандарте ISO 5389:1991 (E) «Турбокомпрессоры – правила определения характеристик».

### 3.7. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОТЕРЬ ПО ФИЗИЧЕСКОЙ ПРИРОДЕ

Рассмотренные выше закономерности движения газа в каналах простой формы следует знать сами по себе, но они рассматривались и как модели для анализа движения в проточных частях турбомашин. Это позволяет произвести классификацию потерь в проточной части по их физической природе. Содержание раздела позволяет говорить о следующих видах потерь напора:

– потери трения из-за вязкости газа. Свойство газовых частиц прилипать к твердым поверхностям приводит к скольжению слоев газа и возникновению касательного напряжения трения. Потери трения имеют место при движении в каналах любой формы, и при обтекании любых поверхностей;

– при диффузорном течении возможен отрыв потока от обтекаемых поверхностей с образованием зон, в которых направленная кинетическая

энергия приобретает вихревой характер и теряется из-за трения газовых частиц друг о друга. При отрыве потока появляются потери отрыва, называемые так же вихревыми потерями. Отрыв потока может возникать как при течении в диффузорных каналах, так и в местных диффузорных зонах, возникающих при повороте потока в криволинейных каналах. В отличие от потерь трения, потери отрыва могут иметь место не всегда, например, их не бывает в прямых трубах и прямых конфузорах. В проточной части турбин течение ускоренное, поэтому при тщательном профилировании вихревых потерь может не быть. В осевых компрессорах замедление и поворот потока тщательно дозируются, что позволяет практически избежать потерь отрыва. В центробежных компрессорах ситуация иная. Специфика их проточных частей такова, что на расчетном режиме соотношение потерь трения и отрыва в среднем 7/3;

– при повороте потока на поверхностях, ограничивающих криволинейные каналы по высоте, возникают вторичные потери. Речь идет о проекции скорости потока на плоскость поперечного сечения канала. Вторичные течения возникают из-за того, что частицы с пониженной кинетической энергией «подсасываются» в область пониженного давления на выпуклой поверхности канала. Вихревой характер вторичных течений ведет к тому, что их кинетическая энергия теряется из-за трения газовых частиц друг о друга – подобно тому, как это происходит в зонах отрыва потока. Возникновение вторичных течений ведет к появлению вторичных потерь;

– торможение сверхзвукового потока в прямом канале практически всегда сопровождается возникновением скачка уплотнения, в котором поток мгновенно становится дозвуковым. При этом скачкообразно меняются все параметры потока. Происходит мгновенное уменьшение полного давления, которое является мерой механической энергии газа. В скачке уплотнения возникают так называемые волновые потери.

Итак, исходя из различия в физической природе, потери напора при движении газа в канале, или элементе проточной части турбомшины можно представить так:

$$h_w = h_{тр} + h_{отр} + h_{вт} + h_{волн} . \quad (3.7.1)$$

Искусство профилирования проточной части заключается в том, чтобы минимизировать сумму неизбежных потерь трения и остальных составляющих, которые, в проточной части ТК нельзя исключить, но следует минимизировать.

К сожалению, такие изменения формы и размеров, которые ведут к уменьшению одних видов потерь, увеличивают другие. Примером минимизации суммарных потерь трения и отрыва является выбор оптимального угла раскрытия диффузора. Методы проектирования проточной части турбомашин решают принципиально такую же, хотя и более сложную задачу.

Классификация потерь по физической природе полезна, и даже необходима, для лучшего понимания сложного характера рабочего процесса турбомашин. Эта классификация широко используется для построения сравнительно простых методов расчета в инженерной практике. При этом следует помнить об условности любой классификации, как упрощенного описания сложной реальности. В качестве примера можно указать на две особенности:

– в настоящее время существует возможность расчета трехмерного пограничного слоя на ограничивающих поверхностях, что делает необязательным выделение вторичных потерь в отдельную группу. То есть, вполне допустимо представить равенство (3.7.1) в виде  $h_w = h_{тр} + h_{отр} + h_{волн}$ , где потери трения учитывают трехмерный характер пограничного слоя,

– используя равенство (3.7.1) для расчетов следует иметь в виду влияние одних видов потерь на другие. Например, вторичные потери утолщают пограничный слой на выпуклой поверхности криволинейного канала, что приводит к более раннему отрыву и росту этого вида потерь.

Таким образом, разрабатывая или используя методы расчета, основные на делении потерь по их физической природе, следует иметь в виду неизбежные неточности из-за упрощенного описания реального течения.

### **3.8. СПЕЦИФИКА ТЕЧЕНИЯ В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС**

**Особенности кинематики потока.** В разделе 1.2 введено понятие об элементарной кольцевой лопаточной решетке и элементарной круговой лопаточной решетке.

Первая рассматривается как модель реального лопаточного аппарата осевой турбомшины. Ее развертка на плоскость – элементарная лопаточная решетка единичной высоты. Применительно к лопаточному аппарату рабочего колеса ОК эта решетка может рассматриваться как совокупность криволинейных диффузорных каналов. Стенки каналов поворачивают поток

в сторону вращения РК, сообщая газу механическую энергию двигателя. На вогнутых поверхностях каналов давление повышенное, скорость пониженная, на выпуклых поверхностях – наоборот.

Таким же образом ведет себя поток в неподвижном криволинейном колене. Аналогия плоской решетки РК и неподвижного криволинейного канала вытекает из одинаковости характера инерциального движения газа в этих объектах. Очевидно, что криволинейное колено отклоняет поток от инерциального движения по прямой линии. На рис. 3.8.1 показана схема плоской решетки и инерциального движения газа в РК.

При отсутствии закрутки на входе  $c_1 = c_{z1}$  относительная скорость  $w_1$  направлена под углом  $\beta_1 = \arctg \frac{c_1}{u}$ . При движении на цилиндрической поверхности  $r_2 = r_1$  окружная скорость одинакова  $u = \omega r = const$ . Приняв обычное упрощающее условие постоянства расходной скорости  $c_{z2} = c_{z1} = c_z = const$  получим, что в относительном движении при отсутствии взаимодействия с лопатками газ двигался бы по прямой  $\beta = const$  с постоянной скоростью в абсолютном и в относительном движении. Решетка прямых лопаток, установленная под углом потока  $\beta_1 = \arctg \frac{c_1}{u}$ , не отклоняла бы поток,  $c_{u2} = c_{u1} = 0$ . Если лопатки изогнуть в сторону вращения  $\beta_2 > \beta_1$ , она отклонит поток и создаст положительную закрутку  $\vec{c}_{u2} = \vec{u} + \vec{w}_{u2} = \vec{u} + \vec{c}_z ctg \beta_2 > 0$ . Такая решетка - модель рабочего колеса осевого компрессора. Лопаточная решетка РК осевого компрессора при  $c_z = const$  должна иметь некоторый радиус кривизны с центром, расположенным со стороны передней поверхности. Если изогнуть лопатку так, чтобы угол потока уменьшился  $\beta_2 < \beta_1$ , получится модель осевой турбины.

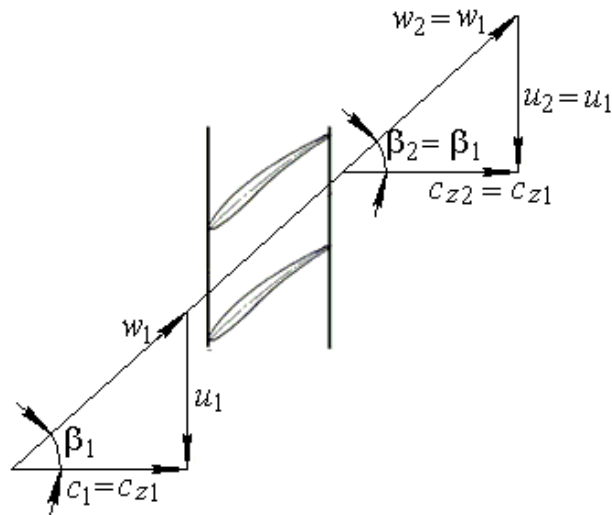


Рис. 3.8.1. Схема плоской решетки осевого компрессора и инерциального движения газа в рабочем колесе

Отличие кинематики круговой решетки РК центробежного компрессора в том, что инерциальная траектория относительного потока – это спираль, сильно изогнутая против вращения – рис. 3.8.2.

При отсутствии лопаток, абсолютный поток со скоростью на входе  $c_1 = c_{r1}$  и при обычном условии постоянства расходной скорости продолжал бы двигаться в РК в радиальном направлении со скоростью  $c = c_r = c_1 = const$ . Относительная скорость инерциального потока быстро растет по радиусу, а ее угол уменьшается, так как растет окружная скорость  $u = \omega r$ :

$$w_{инерц} = \sqrt{c^2 + \omega^2 r^2}, \quad \beta_{инерц} = \arctg \frac{c_1}{\omega r}. \quad (3.8.1)$$

Спиральная траектория относительного инерциального потока объясняет, почему даже сильно загнутые назад лопатки центробежного РК отклоняют поток в сторону вращения, сообщая ему механическую энергию двигателя. При этом, в отличие от неподвижных каналов и каналов лопаточной решетки осевого РК, повышенное давление имеет место на выпуклой поверхности, а пониженное – на вогнутой поверхности.

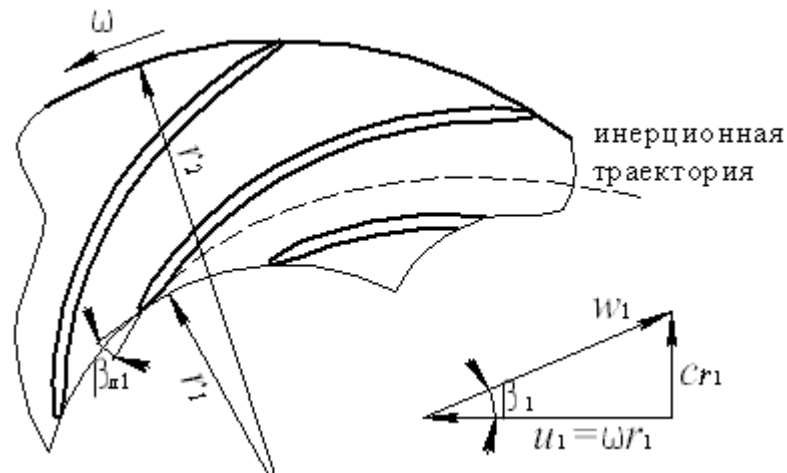


Рис. 3.8.2. Схема решетки центробежного рабочего колеса и инерциального движения газа в рабочем колесе

Прямые лопатки центробежного РК отклоняют поток сильнее загнутых назад и создают нагрузку – разность давлений  $\Delta p = p_n - p_s$ , что невозможно в прямых неподвижных каналах. Наибольшее отклонение создают лопатки, загнутые вперед.

**Силы инерции, действующие на поток во вращающейся круговой решетке.** Различие в кинематике потока плоской и вращающейся круговой решетках предопределяет различие в действующих на поток силах инерции. Для выяснения закономерностей течения рассмотрим условие равновесия газовой частицы при движении во вращающейся круговой решетке, схема которой показана на рис. 3.8.3. Выделим в канале элементарный объем газа массой  $dm = \rho dndsdb$ , где  $db$  - размер частицы в направлении оси  $z$ .

На рассматриваемую частицу действует четыре вида сил инерции:

– сила инерции, пропорциональная ускорению или замедлению потока в направлении движения  $dP_w = dm \frac{\partial w}{\partial \tau} = dm w \frac{\partial w}{\partial s}$ ;

– центробежная сила, пропорциональная центростремительному ускорению при движении в канале по криволинейной траектории  $dP_{\text{кк}} = dm \frac{w^2}{R}$ ;

– центробежная сила, пропорциональная центростремительному ускорению при вращении с окружной скоростью  $dP_{\text{уб}} = dm \frac{u^2}{r} = dm \omega^2 r$ ;

– сила инерции, пропорциональная кориолисову ускорению  $dP_{кр} = dm 2\omega w$ .

Напомним, что кориолисово ускорение есть векторное произведение скорости потока в относительной системе координат и угловой частоты вращения. Это произведение равно нулю, когда векторы  $\vec{w}$  и  $\vec{\omega}$  не пересекаются, а именно, когда вектор  $\vec{w}$  находится на цилиндрической поверхности, т.е. при  $c_r = 0$ .

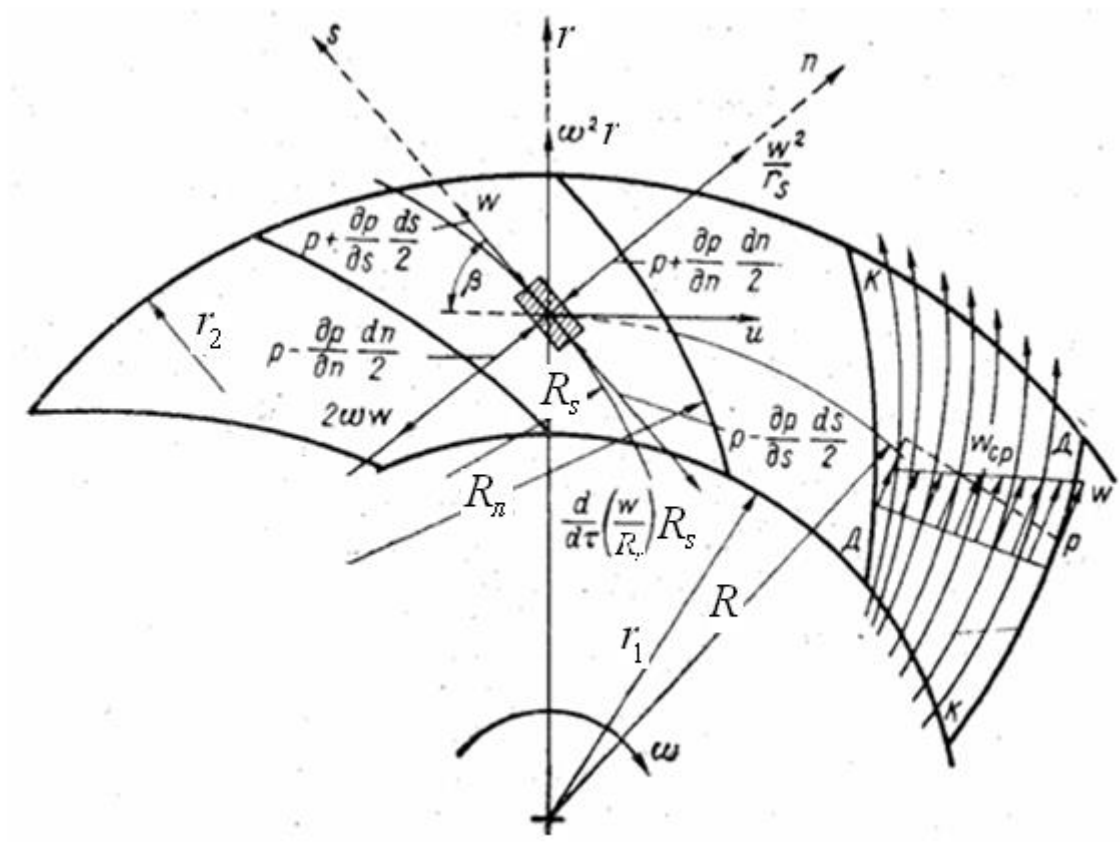


Рис. 3.8.3. Равновесие газовой частицы в межлопаточном канале круговой решётки рабочего колеса

**Равновесие в направлении нормали. Нормальный градиент давления.** Необходимые соотношения, характеризующие течение в круговой решетке РК получаются с учетом того, что сумма сил инерции, действующих на газовую частицу, суммарной силой давления на ее поверхностях уравнивается из условия равновесия газовых частиц под действием сил инерции и градиентов давления  $d\vec{P}_0 = d\vec{P}_{кк} + d\vec{P}_{цб} + d\vec{P}_{кр}$ .

При положительном направлении нормали от передней к задней поверхности лопаток, образующих межлопаточный канал условие равновесия в этом направлении представится так:

$$\frac{\partial p}{\partial n} dn ds db = \rho ds dn db \left( \frac{w^2}{R} + \frac{u^2}{r} \cos \beta - 2\omega w \right). \quad (3.8.2)$$

Поясним следующее:

– в левой части равенства член  $\frac{\partial p}{\partial n} dn$  – это разность давлений на поверхностях частицы  $ds db$ ,

– сила инерции от изменения относительной скорости  $\frac{\partial w}{\partial s}$  не дает проекции на направление нормали, и в уравнении не участвует,

– при рассматриваемых на рис. 3.8.3 наиболее типичных загнутых назад лопатках центробежная сила от движения по криволинейной траектории с радиусом кривизны  $R$  совпадает с положительным направлением нормали,

– при такой форме лопаток центробежная сила от вращения РК имеет положительную проекцию на нормаль,

– кориолисова сила перпендикулярна вектору  $\vec{w}$  и совпадает с отрицательным направлением нормали.

Из (3.8.2) градиент давления по нормали равен:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = -2\omega w + \frac{w^2}{R} + \frac{u^2}{r} \cos \beta. \quad (3.8.3)$$

При форме лопаток, отклоняющих поток от инерциального направления в сторону вращения (центробежный компрессор) кориолисова сила превосходит сумму двух других сил инерции, поэтому  $\frac{\partial p}{\partial n} < 0$  – давление больше на выпуклой передней стороне, и меньше на вогнутой задней поверхности.



У лопаток, загнутых назад, увеличение выходного угла приводит к росту радиуса кривизны и уменьшению величины  $\frac{w^2}{R}$ . Одновременно с ростом угла потока  $\beta$  уменьшается и влияние вращения решетки, уменьшающее градиент давления. Поэтому с ростом выходного угла лопаток абсолютная величина отрицательного градиента давления растет. Увеличивается разность давлений на передней и задней поверхностях лопаток. У прямых лопаток  $\frac{w^2}{R} = 0$ , так как  $R = \infty$ . У лопаток, загнутых вперед положение центра кривизны меняется на противоположное, что соответствует отрицательному значению радиуса кривизны  $R < 0$ . Отрицательная центробежная сила от движения в криволинейном канале прибавляется к силе Кориолоса, градиент давления возрастает. При  $\beta > 90^\circ$  центробежная сила от вращения решетки также меняет знак и отрицательный градиент давления наибольший.

**Равновесие в направлении движения. Уравнение Бернулли для относительного движения.** Проекция уравнения равновесия на направление  $s$ :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} = \omega^2 r \sin \beta - w \frac{dw}{ds}. \quad (3.8.4)$$

Так как  $\sin \beta = \frac{dr}{ds}$ , то уравнение равновесия приводится к виду, определяющему изменение статического давления в межлопаточном канале РК:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \omega^2 r - w \frac{dw}{dr}, \quad (3.8.5)$$

В этом уравнении:

–  $\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = dh_p$  это удельная работа сжатия и перемещения газа (политропный напор) при перемещении частицы от центра к периферии на расстояние  $dr$ ,

–  $w \frac{dw}{dr} = dh_{d(w)}$  – динамический напор в относительном движении,

–  $\omega^2 r = \frac{d(0,5u^2)}{dr} = dh_u$  – динамический напор от вращения РК.

Из (3.8.5) следует, что приращение давления в межлопаточном канале центробежного РК, в отличие от неподвижного канала, связано не только с уменьшением скорости потока, но и с ростом окружной скорости при движении газа от центра к периферии. Так как при рассмотрении уравнений равновесия вязкость не учитывалась, в уравнении Бернулли для относительного движения потерянный напор следует учесть:

$$dh_p = -dh_{d(w)} + dh_u - dh_w. \quad (3.8.6)$$

Сравним уравнение Бернулли для относительного движения от рассмотренного выше уравнения Бернулли, которое в дифференциальной форме предстает в виде:

$$dh_T = dh_p + dh_{d(c)} + dh_w. \quad (3.8.7)$$

Обращает внимание, прежде всего, отсутствие в уравнении Бернулли для относительного движения члена  $dh_T$ , учитывающего подвод механической работы. Это связано с тем, что при рассмотрении потока в относительном движении, межлопаточный канал как бы неподвижный. Но в отличие от действительно неподвижного канала, во вращающемся канале политропный напор больше за счет вращения колеса.

Напомним, что статическое давление, а стало быть, и политропный напор одинаковы в любой системе координат. Из равенства  $dh_p$  в уравнениях (3.8.6) и (3.8.7) вытекает, что подводимая механическая работа связана с

изменением абсолютной, относительной и окружной скоростей:  
 $dh_T = dh_{d(c)} - dh_{d(w)} + dh_u$ , или в интегральном виде  
 $h_T = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ . Нетрудно установить, что это равенство эквивалентно уравнению Эйлера  $h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1$ . Таким образом, между уравнениями Бернулли для абсолютного и относительного движения нет противоречия.

Уравнение Бернулли для относительного движения в интегральном виде выглядит так:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho_{cp}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - h_w. \quad (3.8.8)$$

Для гомогенной ступени осевого компрессора при  $u_2^2 = u_1^2$ :

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho_{cp}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - h_w, \quad (3.8.9)$$

– аналогично неподвижному диффузору.

Полное давление в относительном движении равно:

$$\tilde{p}^* = p + \rho_{cp} \frac{w^2}{2}, \quad (3.8.10)$$

поэтому уравнение Бернулли в относительном движении по полным параметрам:

$$\frac{\tilde{p}_2^* - \tilde{p}_1^*}{\rho_{cp}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - h_w. \quad (3.8.11)$$

Для гомогенной ступени осевого компрессора при  $u_2^2 = u_1^2$ :

$$\frac{\tilde{p}_2^* - \tilde{p}_1^*}{\rho_{cp}} = -h_w, \quad (3.8.12)$$

– аналогично неподвижному диффузору.

Два последних равенства показывают, что в центробежном РК полное давление в относительном движении  $\tilde{p}^*$  растет по радиусу с ростом окружной скорости, а в межлопаточном канале гомогенной ступени ОК полное давление в относительном движении уменьшается из-за потерь напора.

**Нормальный градиент скорости. Относительный вихрь и транзитный поток.** Решая совместно уравнения равновесия (3.8.3) и (3.8.4), и учитывая, что  $\cos \beta = \frac{dr}{dn}$ ,  $\sin \beta = \frac{dr}{ds}$  получим величину градиента относительной скорости по нормали:

$$\frac{\partial w}{\partial n} = 2\omega - \frac{w}{R}. \quad (3.8.13)$$

Благодаря вращению круговой решетки относительная скорость увеличивается от передней к задней поверхности лопаток. При назад загнутых лопатках радиус кривизны линий тока положительный, и движение по криволинейной траектории уменьшает нормальный градиент скорости. При вперед загнутых лопатках радиус кривизны отрицательный, что увеличивает градиент скорости.

Расстояние между лопатками по нормали (направление  $n$ ) принято обозначать латинской буквой  $a$ :

$$a = t \sin \beta_n - \delta_n = \frac{2\pi r}{z} \sin \beta_n - \delta_n. \quad (3.8.14)$$

Если принять приближенно, что радиусы кривизны всех струек тока одинаковы и равны радиусу кривизны средней линии лопаток, то интегрирование равенства (3.8.14) приводит к формулам для оценки скоростей на передней и задней поверхностях лопаток:

$$w_n \approx w_{cp} \left( 1 + \frac{a}{2R_l} \right) - \omega a, \quad w_z \approx w_{cp} \left( 1 - \frac{a}{2R_l} \right) + \omega a. \quad (3.8.15)$$

Из формулы для скорости на передней поверхности следует, что при уменьшении средней скорости  $w_{cp}$  за определенные пределы, скорость  $w_n$  становится отрицательной. Скорость на передней поверхности не становится отрицательной при условии  $w_{cp} > \frac{\omega a}{\left( 1 + \frac{a}{2R_l} \right)}$ , или после очевидных преобразований:

$$\frac{w_{cp}}{u_2} > \frac{1}{\left( \frac{1}{a/r_2} + \frac{1}{2R_l/r_2} \right)} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\frac{2\pi r}{z} \frac{r}{r_2} - \frac{\delta_l}{r_2}} + \frac{1}{2R_l/r_2} \right)}. \quad (3.8.16)$$

При возникновении на передней поверхности лопаток обратного течения речь идет не об отрыве потока, так как рассматривается невязкое течение. Возможность образования зоны обратного течения в невязком потоке – это проявление особенности вращающейся круговой лопаточной решетки. В других каналах проточной части ТК такое невозможно.

В рабочих колесах ЦК обратного течения на передней поверхности лопаток не должно быть, иначе зона обратного течения привела бы к дополнительным потерям напора. Для этого следует выбирать надлежащее

соотношение между безразмерной скоростью  $\frac{w_{cp}}{u_2}$  и геометрическими

размерами согласно уравнению (3.8.15). Методы проектирования проточной части имеют в виду и это обстоятельство.

Теоретически невязкое обратное течение может возникнуть в реальном центробежном колесе при расходе меньше расчетного. Для примера на рис. 3.8.4 приведены диаграммы скоростей невязкого потока на поверхностях лопаток, рассчитанные методом интегральных уравнений (компьютерная программа ЗДМ.023, кафедра КВХТ СПбГПУ). На режиме расчетного расхода безразмерные скорости  $\frac{w}{u_2}$  существенно больше нуля. При значительно уменьшенном расходе в середине лопатки скорость на передней стороне становится отрицательной в середине лопатки.

В реальном потоке при расходах меньше расчетного на задней стороне возникает отрыв. Это уменьшает проходные сечения, и все скорости увеличиваются по сравнению с невязким потоком. Кроме того, уже при расходах меньше 40 -45% от расчетного наступает помпаж (это наилучшие показатели, помпаж может возникнуть и при расходе 60 – 85% от расчетного), делающий работу ТК недопустимой. Тем не менее, возможность возникновения невязкого обратного течения принимается во внимание при проектировании и расчете рабочих колес ЦК.

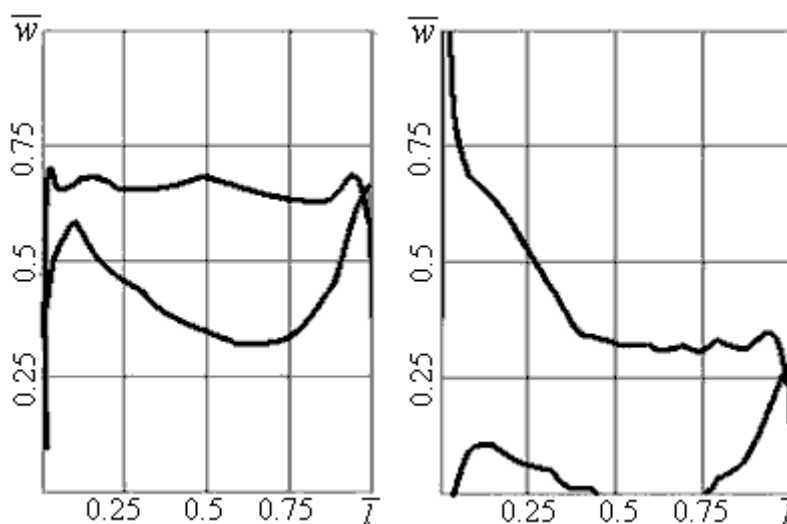


Рис. 3.8.4. Диаграммы скоростей невязкого потока на поверхностях лопаток рабочего колеса промышленного центробежного компрессора. Слева – расчетный режим, справа – расход 29% от расчетного.

Вернемся к рассмотрению упрощенной схемы – невязкое течение в плоской вращающейся круговой решетке. Градиент скорости по нормали –

уравнение (3.8.13) можно рассматривать как результат суммы двух независимых течений:

– при отсутствии вращения градиент скорости равен  $\frac{\partial w}{\partial n} = -\frac{w}{R}$ . Поле скоростей в не вращающейся круговой решетке соответствует **транзитному потоку**,

– при отсутствии расхода градиент скорости равен  $\frac{\partial w}{\partial n} = 2\omega$ . Поле скоростей во вращающейся круговой решетке при нулевом расходе соответствует **относительному вихрю**.

Поле относительных скоростей в канале колеса представляет собой сумму скоростей транзитного потока и осевого вихря. Из-за осевого вихря скорость потока больше у задней стороны лопатки, даже при назад загнутых или прямых лопатках. Градиенты скорости по нормали, соответствующие транзитному потоку, осевому вихрю и действительному невязкому потоку показаны на рис. 3.8.5. Очевидно, что при нулевом расходе относительная скорость на задней стороне лопаток положительная, а на передней стороне поток направлен от центра к периферии. Картина невязкого течения в РК при нулевом расходе показана на рис. 3.8.6.

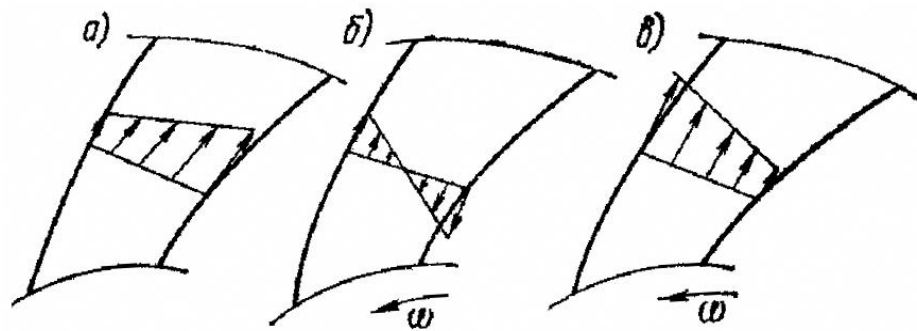


Рис. 3.8.5. Градиенты скорости по нормали, соответствующие транзитному потоку, осевому вихрю и действительному невязкому потоку: (а) – транзитный поток ( $\bar{m} > 0, \omega = 0$ ); (б) – осевой вихрь ( $\bar{m} = 0, \omega \neq 0$ ); (в) – действительный невязкий поток ( $\bar{m} > 0, \omega \neq 0$ )

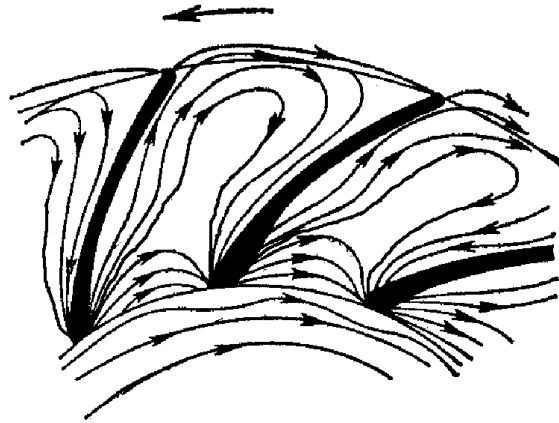


Рис. 3.8.6. Линии тока в рабочем колесе при нулевом расходе (относительный вихрь)

**Формула Стодола (приближенный расчет отставания потока на выходе из РК).** Схема течения «транзитный поток + относительный вихрь» в настоящее время не используется для расчета параметров потока в РК, но она полезна для понимания особенностей течения. Эта схема используется в некоторых упрощенных, инженерных приемах расчета. Примером этого является формула для расчета отставания потока на выходе из РК от направления лопаток, предложенная известным зарубежным ученым - теплотехником и турбомашинистом А. Стодолой и называемая его именем.

В части 2 указывается, что в силу своей инерционности, при конечном числе лопаток поток покидает рабочее колесо под углом меньшим, чем направление лопаток:  $\beta_2 < \beta_{r2}$ . На рис. 3.8.7 показаны треугольники скоростей на выходе из центробежного РК при конечном числе лопаток, и при воображаемом бесконечном числе бесконечно тонких лопаток. Анализируется невязкий поток, так как при бесконечном числе лопаток потери трения были бы бесконечно велики.

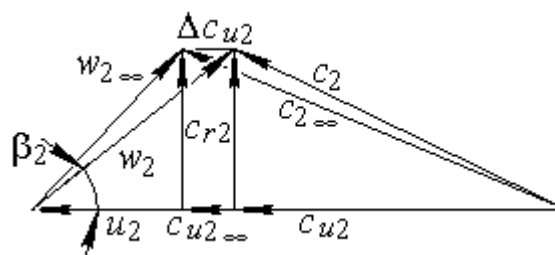


Рис. 3.8.7. Треугольники скоростей на выходе из центробежного рабочего колеса при конечном и бесконечном числе лопаток



Сопоставление, естественно, делается при одинаковом коэффициенте расхода  $\varphi_2$ . При бесконечном числе лопаток коэффициент теоретического напора равен  $\psi_{T\infty} = \frac{c_{u2\infty}}{u_2} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}$ . Коэффициент теоретического напора реального РК с конечным числом лопаток меньше на величину  $\Delta c_{u2} = c_{u2\infty} - c_{u2}$ :

$$\psi_T = \frac{c_{u2\infty} - \Delta c_{u2}}{u_2} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \Delta \bar{c}_{u2}. \quad (3.8.17)$$

А. Стодола предложил считать величину  $\Delta c_{u2}$  равной средней линейной скорости относительного вихря на выходе из РК. Максимальная линейная скорость вихря равна угловой скорости вихря  $2\omega$ , умноженной на расстояние до поверхности лопатки  $0,5a_2$ . Средняя линейная скорость вдвое меньше, поэтому  $\Delta c_{u2} = 2\omega \frac{a_2}{4} = \omega \frac{\pi r_2 \sin \beta_{л2}}{z}$  – в пренебрежении толщиной лопаток на выходе из РК. Тогда в соответствии с (3.8.17) формула Стодола предстанет в виде:

$$\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{л2}. \quad (3.8.18)$$

Формула Стодола широко использовалась в инженерных методах проектирования и показывала достаточную точность расчета средненапорных среднерасходных РК определенной конструкции, которые практически исключительно применялись до середины прошлого столетия. При расчете других РК формула Стодола дает недопустимо большую ошибку.

---

\* При расчете коэффициента напора по формуле Стодола коэффициент расхода на выходе из РК принято рассчитывать с учетом того, что часть проходного сечения межлопаточных каналов занято лопатками

конечной толщины, т.е. вместо  $\varphi_2$  следует использовать величину  $\varphi_2' = \frac{\varphi_2}{\tau_2}$ , где  $\tau_2 < 1$  - коэффициент

стеснения, учитывающий загромождение канала лопатками. Подробнее о коэффициенте стеснения – в разделе 7.

Следует указать на важное обстоятельство, которое демонстрируют условность схемы течения, на которой построена эта формула. А именно, теоретические соображения и данные измерений демонстрируют значительное влияние вязкости потока на коэффициент теоретического напора (чем сильнее проявление вязкости, тем сильнее поток отстает от направления лопаток). Формула Стодола построена целиком на «невязкой» схеме течения, игнорируя важное влияние реального характера потока. В разделе 4 представлена физически более обоснованная схема отставания потока, и более универсальные и точные способы расчета.

**Особенности вязкого течения в центробежных РК.** Характер течения в рабочем колесе центробежной ступени привлекает внимание специалистов в силу своей специфики и в силу важности этого элемента проточной части. Наибольший вклад в исследование рабочих колес промышленных центробежных компрессоров внесла кафедра компрессоростроения ЛПИ – кафедра КВХТ СПбГПУ [20]. Течение в РК изучалось с помощью специально разработанной аппаратуры для измерения давления и относительной скорости во вращающихся рабочих колесах и с помощью разных методов визуализации потока.

Характер течения в РК в некоторой степени соответствует картине течения в криволинейных каналах, рассмотренной выше. Задняя поверхность лопаток соответствует выпуклой поверхности криволинейного канала. Там наибольший уровень скоростей и наибольшая вероятность отрыва, сопровождающегося большими потерями. Но в отличие от криволинейных каналов, в центробежных рабочих колесах значительно сильнее проявляется влияние нормальных сил инерции на поведение потока (ламинаризация и турбулизация пограничных слоев, описанная в разделе 3.4). Результатом являются следующие особенности течения.

**Схема течения «след – струя».** Особо сильная ламинаризация пограничного слоя на задней поверхности лопаток приводит к отрыву потока при незначительном замедлении. На рис. 3.8.8 сопоставлены графики изменения (диаграммы) безразмерных относительных скоростей  $w/u_2$  по длине лопатки  $L/L_{полн}$ . Сплошные линии – это расчет невязкого потока методом интегральных уравнений, штриховые линии – измеренные скорости потока за пределами пограничного слоя и зоны отрыва

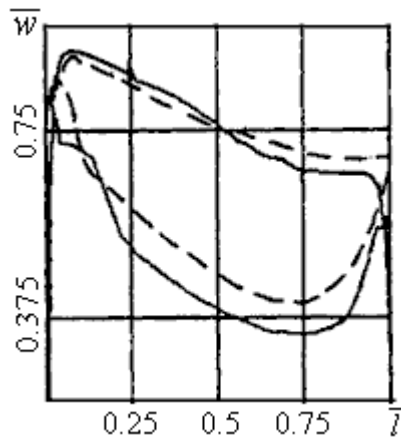


Рис. 3.8.8. Диаграммы скоростей  $w/u_2$  на лопатке типичного рабочего колеса промышленного центробежного компрессора (расчетный режим): сплошные линии – невязкий расчет, штриховые линии – измерения

Действительная и «невязкая» диаграммы достаточно схожи на протяжении 75% длины лопаток, что свидетельствует о небольшой толщине пограничных слоев в начальной части канала. Далее в невязком потоке происходит разгрузка лопатки за счет быстрого снижения скорости на задней стороне и ее роста на передней стороне. В реальном РК поток на задней поверхности отрывается, после чего скорость остается постоянной вдоль границы зоны отрыва (что характерно для любых диффузорных течений с отрывом). Разгрузка происходит за счет ускорения потока на передней стороне. Реальный поток покидает межлопаточный канал с заметно большей скоростью, чем скорость невязкого течения. Это показывает, что часть выходного сечения межлопаточного канала занята зоной потока с малой скоростью.

Особенностью отрыва в центробежном РК является то, что в вихревой зоне поток не движется вспять, но продолжает двигаться в направлении основного течения с пониженной скоростью. При этом низкоэнергетическая зона нестационарна. Скорость в ней с высокой частотой меняется около среднего значения. Эту зону, выходящую за пределы межлопаточного канала принято называть следом за лопаткой, или просто **следом**. Активная часть потока в этом случае называется **струей**.

Наблюдения показывают, что эти две области четко разграничены, поэтому поток на выходе из РК часто рассматривают схематически, как состоящий из двух областей с разной скоростью – рис. 3.8.9.

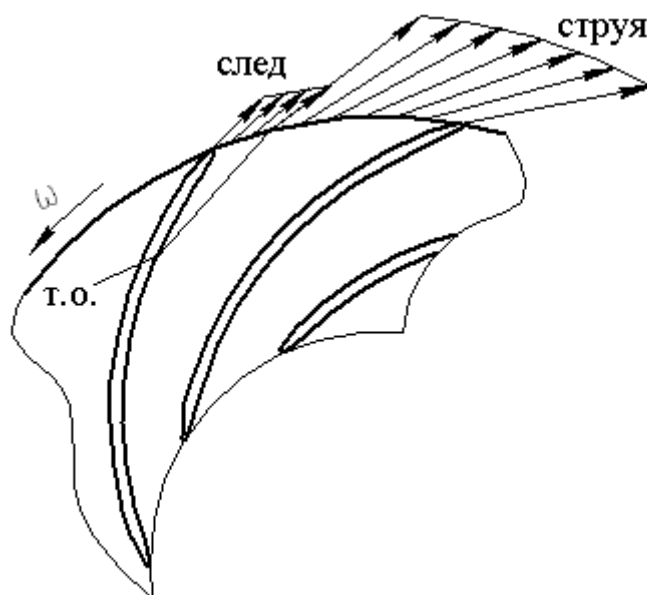


Рис. 3.8.9. Течение на выходе из рабочего колеса по схеме «след – струя»

Скорость в следе имеет порядок 0,20 – 0,25 от скорости в струе. То есть кинетическая энергия потока в зоне отрыва равна 4 – 6% от кинетической энергии в струе (невязком ядре потока). В следующем за РК элементе проточной части происходит выравнивание кинетической энергии в этих зонах за счет трения между быстро движущимися частицами струи и медленными частицами следа. Процесс сопровождается потерей напора – **потери смешения РК**, которые являются эквивалентом вихревых потерь (потерь отрыва) в неподвижных диффузорах.

На расчетном режиме избежать образования следа удастся только в низконапорных РК с коэффициентами теоретического напора  $\psi_{T\text{ расч}} \leq 0,50$ . В них замедление потока маленькое, и «невязкая» диаграмма может характеризоваться практическим отсутствием замедления на задней стороне – как на рис. 3.8.4 слева. В межлопаточных каналах РК со средними и большими  $\psi_{T\text{ расч}} = 0,55 – 0,95$  замедление потока неизбежно и диаграммы скоростей приобретают вид как на рис. 3.8.8.

При расходах меньше расчетного зона следа возникает во всех РК. Отрыв начинается тем раньше, чем больше угол атаки на входе. Появление сильной диффузорности на задней стороне лопаток при  $\bar{m} < \bar{m}_{\text{ расч}}$ ,  $i_1 > 0$  демонстрирует рис. 3.8.4 справа.

**Несимметричность обтекания лопаток РК.** В простейшем аналоге межлопаточного канала РК – криволинейном колене – отрыв часто возникает и на стороне давления (рис. 3.4.8). Измерения и визуализация показывают, что на стороне давления лопаток РК (передняя поверхность) сколь ни будь заметные зоны отрыва не возникают ни на расчетном, ни на нерасчетных режимах. На рис. 3.8.10 показаны результаты визуализации низкоэнергетических зон введением в проточную часть мелкодисперсного красителя. Краситель прилипает к поверхностям с малыми касательными напряжениями. Напомним, что условие отрыва – исчезновение касательного напряжения  $\tau = \mu \frac{\partial w}{\partial n} \sim 0$ .



Рис. 3.8.10. Визуализация низкоэнергетических зон на лопатках центробежного РК (проекция на меридиональную плоскость): слева – задняя поверхность лопатки, справа – передняя поверхность лопатки

Зона напыления на рисунке слева показывает конфигурацию следа на задней поверхности. Чистота передней поверхности свидетельствует о высоком уровне касательных напряжений и отсутствии отрыва – такие результаты получены и при больших нерасчетных расходах с отрицательными углами атаки  $\bar{m} > \bar{m}_{расч}$ ,  $i_1 < 0$ .

Диаграмма скоростей реального потока на рис. 3.8.8 показывает, что на задней поверхности отрыв произошел при замедлении потока всего на 25 – 30%. На передней поверхности поток безотрывно замедлился на 55 – 60%.

Склонность потока к отрыву при незначительном замедлении на задней поверхности, и возможность практически неограниченного безотрывного замедления на передней поверхности лопаток центробежных рабочих колес характеризуют как несимметричность обтекания. При профилировании проточной части РК это принимается во внимание. Выбрать размеры РК и форму лопаток стараются так, чтобы добиться наилучшего возможного обтекания именно задней поверхности лопаток.

## 4. ОБТЕКАНИЕ ПРОФИЛЕЙ И РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ.

### 4.1. ПРИНЦИПЫ АНАЛИЗА

Рабочее колесо и направляющий аппарат ступени осевого компрессора представляет собой пространственные решетки, состоящие из расположенных по окружности на одинаковом расстоянии друг от друга лопаток. При анализе общих закономерностей рабочего процесса пространственную решетку допустимо рассматривать как совокупность кольцевых или круговых решеток.

В качестве первого приближения рассматривается так называемая гомогенная ступень, меридиональное сечение которой представлено на рис. 4.1.1.

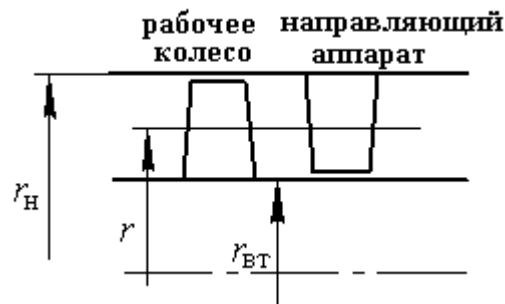


Рис. 4.1.1. Меридиональное сечение гомогенной ступени осевого компрессора

Проточная часть гомогенной ступени ограничена цилиндрическими поверхностями ротора (втулки) и корпуса с радиусами  $r_{em}$  и  $r_n$  (втулочный и наружный радиусы). Высота лопаток РК и НА гомогенной ступени одинаковая, одинаковы и площади радиальных сечений. При отсутствии изменения плотности расходные составляющие скорости потока не меняются в направлении оси  $z$  :

$$c_z = f(z) = \frac{\bar{m}}{\rho\pi(r_n^2 - r_{em}^2)} = const. \quad (4.1.1)$$

Считается также, что каждая из газовых частиц, входящих в ступень на своем радиусе  $r$ , продолжает двигаться в проточной части, приобретая разную закрутку  $c_u$ , но оставаясь на радиусе  $r$ . То есть, для каждой частицы поверхностью тока является цилиндрическая поверхность радиуса  $r$ . Итак, гомогенная ступень — это ступень, в которой газовые частицы движутся по цилиндрическим поверхностям с постоянной расходной скоростью  $c_z$ .

Следует указать на схематичность представления рабочего процесса в гомогенной ступени. В действительности из-за повышения плотности газа в ступени проходные сечения  $f = \pi(r_n^2 - r_{em}^2)$  должны уменьшаться вдоль оси  $z$  за счет уменьшения наружного или втулочного радиуса, или обоих. Даже если бы поверхности тока были осесимметричными поверхностями вращения, это были бы не цилиндрические, а конические поверхности. Конечное число лопаток РК и НА даже в невязком ядре потока заставляет разные частицы двигаться с некоторым изменением радиального положения. В пограничных слоях на поверхностях лопаток частицы существенно перемещаются по радиусу (вторичные течения). Фактически поверхности тока вообще не являются поверхностями вращения. Тем не менее, использование схемы гомогенной ступени вполне оправдано, предоставляя возможность анализа основных закономерностей рабочего процесса.

Изложенные в разделе 3.8 «Специфика течения в межлопаточных каналах центробежных рабочих колес» соображения показывают, что закономерности течения в элементарной кольцевой решетке идентичны закономерностям течения в плоской решетке, которая получается разверткой кольцевой решетки на плоскость — рис. 4.1.2. Условия обтекания всех профилей кольцевой решетки одинаковы, если считать набегающий поток симметричным относительно оси вращения. Для соблюдения этого же условия в плоской решетке ее длину в направлении оси  $u$  следует считать бесконечной.

Моделью реального лопаточного аппарата рабочего колеса центробежной ступени является круговая решетка, получаемая пересечением лопаточного аппарата радиальной плоскостью — рис.4.1.3. На рисунке показаны некоторые размеры лопаточной решетки, используемые в последующих разделах.

Анализ течения в кольцевых и плоских решетках ОК равносильно пренебрежению радиальными составляющими скорости потока  $c_r$ , а в круговых решетках ЦК равносильно пренебрежению осевыми составляющими

$c_z$ . Взаимодействие течений на разных осесимметричных поверхностях тока (ОПТ) по высоте лопаток учитывают при анализе пространственного потока в ступени.

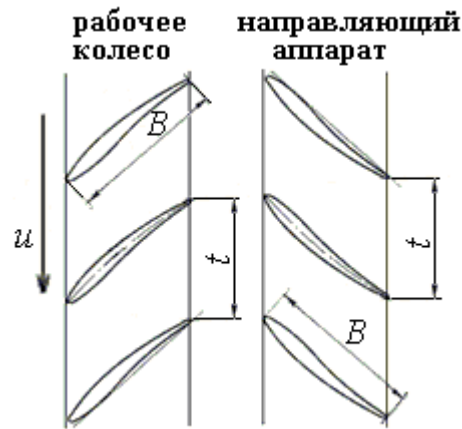


Рис. 4.1.2. Элементарные плоские решетки рабочего колеса и направляющего аппарата ступени осевого компрессора

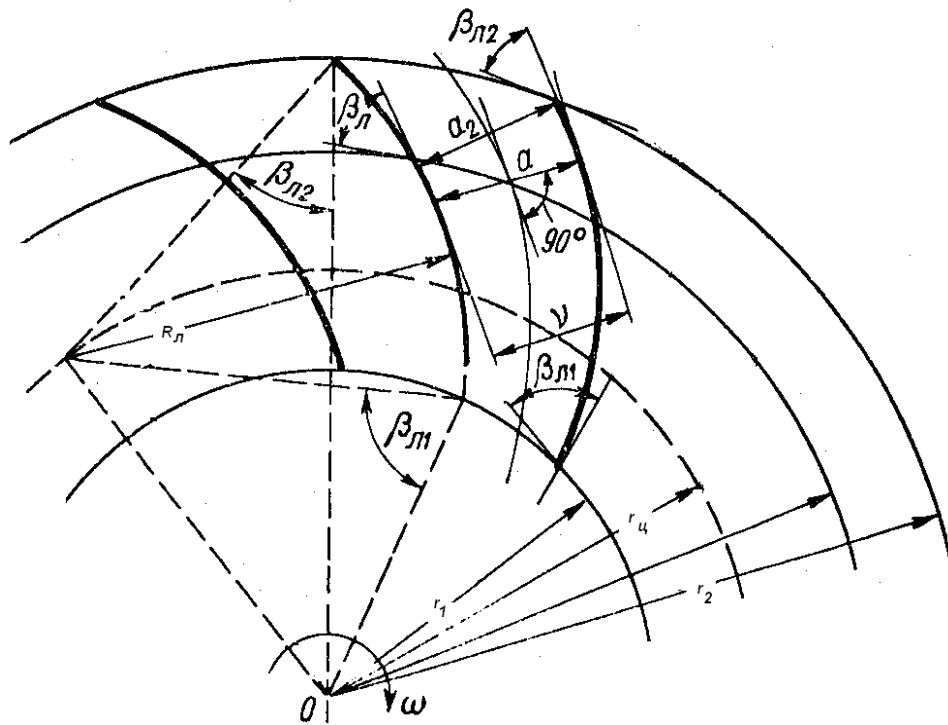


Рис. 4.1.3. Элементарная круговая решетка рабочего колеса центробежной ступени



Продуктивность использования плоской решетки как модели реальных лопаточных аппаратов, в частности, связана с тем, что силы инерции, действующие на газовые частицы в реальной решетке и в ее элементарных кольцевых решетках достаточно близки. В то же время силы инерции, действующие на газовые частицы в элементарных кольцевых и аналогичных плоских решетках осевых турбомашин, полностью совпадают. Это позволяет проводить испытания плоских решеток в аэродинамических трубах («аэродинамическая продувка») и использовать результаты испытания для целей расчета и проектирования ОК (и осевых турбин тоже). Продувки выполнены в массовом количестве исследователями разных стран, в том числе и отечественными учеными, результаты обобщены и представлены в виде расчетных диаграмм и формул.

Основные результаты испытания плоских решеток рассмотрены ниже. Этому предшествует качественный анализ процессов обтекания изолированных профилей и решеток. Используется принцип перехода от простейших моделей к более сложным, подобно тому, как это делалось в ч.3. Там проточная часть уподоблялась системе каналов. Рассмотрение течения в прямой трубе позволило проанализировать возникновение потерь трения и их зависимость от критерия Рейнольдса и шероховатости поверхности. Анализ течения в прямоосном диффузоре показал причину возникновения вихревых потерь и принцип минимизации суммы потерь трения и вихревых потерь. Анализ течения в криволинейном колене показал причину возникновения местных диффузорностей и конфузорностей, возникновения вторичных течений. Так как лопаточные аппараты ТК есть сумма криволинейных диффузоров, все перечисленные явления имеют место в проточной части.

Ниже эти же проблемы рассмотрены с позиции теории решеток. Проточная часть рассматривается не как сумма каналов, а именно как совокупность профилей. Такой подход позволяет проанализировать не только возникновение перечисленных выше составляющих потерь, но и условия течения на входе и выходе из лопаточных аппаратов. Устанавливаются причины отставания потока на выходе из решеток, что влияет на величину механической работы двигателя, передаваемой лопатками РК сжимаемому газу. Анализ условий на входе показывает, при каком направлении потока лопатки обтекаются наиболее благоприятно, каков действительный механизм возникновения ударных потерь при изменении направления потока на входе (это равнозначно анализу работы ТК при различном расходе газа), и т.д.

Для лучшего понимания рабочего процесса изолированный профиль сначала уподобляется прямой тонкой пластике – рассмотрено возникновение потерь трения. Возникновение подъемной силы рассмотрено при обтекании тонкой дужки, затем рассмотрено влияние телесности профиля, особенности обтекания изолированного профиля и решетки профилей.

Следует сказать, что хотя перечисленные выше и другие закономерности течения рассматриваются применительно к плоской решетке, они качественно справедливы и для круговых решеток центробежных ступеней. Что касается рассматриваемых далее результатов продувок плоских решеток и способов их обобщения, то они не могут быть применены к элементам проточной части центробежных ступеней. Принципиальная разница в том, что на газовые частицы на поверхностях тока РК воздействует Кориолисова сила и центробежная сила от вращения рабочего колеса, что не моделируется при продувках в аэродинамической трубе. Экспериментальные данные для проектирования и расчета центробежных компрессоров получают при испытаниях моделей реальных компрессоров с вращающимися роторами на специальных установках.

## **4.2. АНАЛОГИЯ МЕЖДУ ТРЕУГОЛЬНИКАМИ СКОРОСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ И УСЛОВИЯМИ ОБТЕКАНИЯ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ ЛОПАТОЧНЫХ РЕШЕТОК**

В зависимости от давления на нагнетании, определяемого состоянием обслуживаемой компрессором сети, ТК обеспечивает ту или иную производительность (массовый расход)  $\bar{m}$  (кг/с)\*. В соответствии с этим, меняется форма треугольников скоростей на входе и выходе из РК. То есть, рассматриваемые в настоящем лекционном курсе элементарные лопаточные решетки обтекаются потоком газа с разным направлением перед решетками. На рис. 4.2.1 показаны совмещенные (входной и выходной) треугольники скоростей осевой ступени при двух значениях массового расхода.

При уменьшении расхода уменьшается расходная составляющая скорости  $c_z$ . Направление потока перед РК определяется углом выхода потока из предшествующего лопаточного аппарата. Этот угол  $\alpha_1$  практически не зависит от расхода в том диапазоне производительностей, в котором работают ТК. Поэтому абсолютные скорости  $c_1$  на входе в рабочее

---

\* Термин «производительность» используется для обозначения количества газа, подаваемого потребителю в единицу времени. Термин «расход» употребляется тогда, когда количество газа, проходящего через проточную часть в единицу времени, используется в газодинамических расчетах.

колесо при разных расходах направлены одинаково и меняются пропорционально изменению расхода, т.е. меняются как  $c_z$ . Относительная скорость на входе в РК  $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$  при меньшем расходе (штриховые линии) направлена под меньшим углом, что вытекает из тригонометрического соотношения:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{w_z}{w_{u1}} = \frac{c_z}{u - c_{u1}} = \frac{c_z}{u - c_z \operatorname{ctg}\alpha_1}. \quad (4.2.1)$$

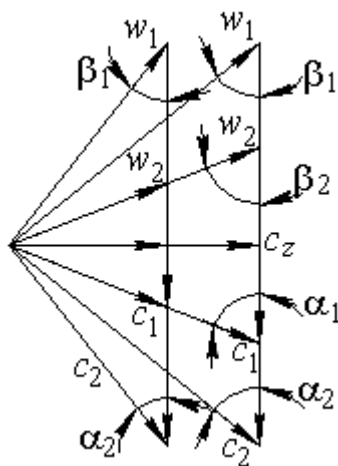


Рис. 4.2.1. Совмещенные (входной и выходной) треугольники скоростей осевой ступени при двух значениях массового расхода

Аналогично, на выходе из РК угол потока  $\beta_2$  практически не зависит от расхода. Поэтому скорость потока  $c_2$  на выходе из РК направлена под углом  $\alpha_2$ , уменьшающимся при уменьшении расхода:

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{c_z}{c_{u2}} = \frac{c_z}{u - w_{u2}} = \frac{c_z}{u - c_z \operatorname{ctg}\beta_2}. \quad (4.2.2)$$

Таким образом, угол потока  $\beta_1$  на входе в РК и угол потока  $\alpha_2$  на входе в НА меняются одинаково. А именно, при уменьшении расхода углы

потока входа в лопаточную решетку РК  $\beta_1$  и в лопаточную решетку НА  $\alpha_2$  становятся меньше, и наоборот.

Наиболее благоприятные условия обтекания лопаток (т.е. наименьшие потери напора) получаются тогда, когда угол потока на входе примерно равен входному углу лопаток, т.е. при  $\beta_1 \approx \beta_{л1}$  для РК и  $\alpha_2 \approx \alpha_{л2}$  для НА. В более строгой постановке условие благоприятного обтекания будет рассмотрено ниже. Соответствие или несоответствие этих углов характеризует углы атаки на входе в РК и в НА:

$$i_1 = \beta_{л1} - \beta_1 \text{ (РК)}, \quad i_2 = \alpha_{л2} - \alpha_2 \text{ (НА)}. \quad (4.2.3)$$

Отношение давлений и производительность проектируемого ТК, с которыми ему предстоит работать наиболее продолжительное время (это соответствует нормальному эксплуатационному режиму обслуживаемой сети), задаются проектировщику в качестве расчетного режима. Именно для обеспечения расчетной производительности  $\bar{m}_{расч}$  и расчетного отношения давлений  $\pi_{расч}$  при наиболее высоком КПД выбираются размеры и форма проточной части. На расчетном режиме работы ТК углы атаки примерно равны нулю. Поэтому режимы работы ТК с разной производительностью соответствуют:

– близким к нулю углам атаки  $i_1 = \beta_{л1} - \beta_1 \approx 0$ ,  $i_2 = \alpha_{л2} - \alpha_2 \approx 0$  при  $\bar{m} = \bar{m}_{расч}$ ,

– положительным углам атаки  $i_1 = \beta_{л1} - \beta_1 > 0$ ,  $i_2 = \alpha_{л2} - \alpha_2 > 0$  при  $\bar{m} < \bar{m}_{расч}$ ,

– отрицательным углам атаки  $i_1 = \beta_{л1} - \beta_1 < 0$ ,  $i_2 = \alpha_{л2} - \alpha_2 < 0$  при  $\bar{m} > \bar{m}_{расч}$ .

Итак, режим работы ТК с расчетным расходом аналогичен режиму обтекания лопаток элементарных решеток с углом атаки близким к нулю, с расходом меньше расчетного — положительным углом атаки, с расходом больше расчетного — отрицательным углом атаки. Для того чтобы получить представление о работе ТК во всем диапазоне производительностей, следует проанализировать работу элементарных лопаточных решеток ТК в соответствующем диапазоне углов атаки  $0 \leq i \leq 0$ . Необходимые для расчета

ОК характеристики плоских решеток получают их испытанием (продувкой) в аэродинамических трубах при разных углах атаки.

У ступеней ЦК зависимость между производительностью и углами атаки на входе в РК  $i_1 = \beta_{л1} - \beta_1$  и в ЛД  $i_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3$  такая же — рис. 4.2.2.

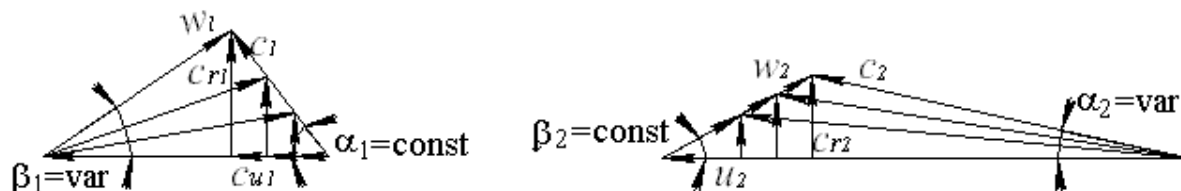


Рис.4.2.2. Треугольники скоростей центробежной ступени на входе в рабочее колесо и в диффузор при разных значениях массового расхода

### 4.3. ОБТЕКАНИЕ ТОНКОЙ ПЛАСТИНКИ

Причину возникновения сопротивления движению газа в лопаточных решетках начнем рассматривать с самой простой аналогии, а именно, уподобим реальный аэродинамический профиль тонкой пластике, обтекаемой газом в направлении ее поверхности — рис. 4.3.1. В направлении, перпендикулярном чертежу, параметры потока не меняются. Рассматриваемая картина обтекания – двумерная. Такое течение иногда называют плоским. Как и лопатки элементарных решеток, пластина имеет как бы бесконечный размер в направлении, перпендикулярном плоскости течения. При описании силового взаимодействия профилей и лопаток с плоским потоком считается, что силы действуют на лопатки единичной высоты (1 м).



Рис. 4.3.1. Обтекание тонкой пластинки невязким газом

Как известно, на поверхности газовых частиц действуют два вида внешних сил:

- силы давления, перпендикулярные поверхности,

– силы вязкости, направленные по касательной к поверхности.

Так как направление скорости невозмущенного потока  $w_\infty$  совпадает с направлением поверхности тонкой пластинки, поток не отклоняется от инерциального направления, давление во всех точках пространства одинаково. Суммарная сила давления на поверхности пластинки не возникает. Сил вязкости нет по определению (рассматривается невязкое течение). Тонкая пластинка при невязком обтекании не воздействует на поток, и на нее не действуют силы от обтекания газом.

При движении реального вязкого газа частицы, находящиеся непосредственно на поверхности «прилипают» к ней, они неподвижны. Сила вязкости быстро убывает в направлении, перпендикулярном к поверхности, и на некотором расстоянии практически незаметна. Соответственно, и скорость потока равна скорости невозмущенного потока  $w_\infty$ . Тонкая область, в которой скорость возрастает от нуля до  $0,99 w_\infty$  (одно из возможных условий определения границы вязкой и невязкой областями течения) — это пограничный слой. На рис. 4.3.2 зона, в которой заметно проявление вязкости потока выделена штриховыми линиями (толщина пограничного слоя увеличена по сравнению с реальной для наглядности).

Из-за скольжения слоев газа образуется сила вязкости, пропорциональная касательному напряжению, т.е. силе, отнесенной к единице поверхности:

$$\tau_n = (\mu + \Delta\mu) \frac{\partial w}{\partial n} = \mu' \frac{\partial w}{\partial n}. \quad (4.3.1)$$

Здесь:  $\tau_n$  — напряжение трения турбулентного потока;  $\mu$  ( $\text{м}^2/\text{н}$ ) — динамическая вязкость газа, величина которой определена экспериментально и приводится в литературе, например, в приложении к [17];  $\Delta\mu$  — добавка к динамической вязкости при ламинарном течении из-за турбулентного перемещения газовых частиц в поперечном направлении и обмена импульсами между частицами, движущимися с разными скоростями.

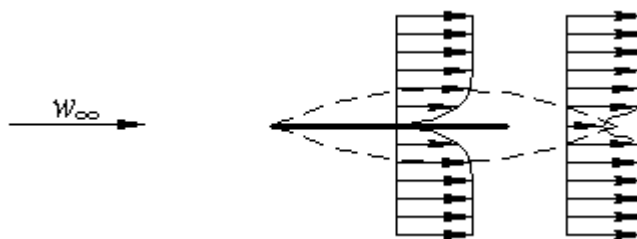


Рис. 4.3.2. Обтекание тонкой пластинки вязким газом

Касательное напряжение создает сопротивление движению газа. Сопротивление преодолевается за счет потери (преобразования в тепло) части механической энергии газа, складывающейся из потенциальной энергии давления и кинетической энергии движения. В пограничном слое давление практически не отличается от давления невозмущенного потока, поэтому сопротивление преодолевается за счет потери кинетической энергии в пограничном слое. Потеря напора растет по длине пластинки, поэтому толщина пограничного слоя растет от ее начала к концу. Картина нарастания пограничного слоя близка к картине течения в разгонной части трубы (раздел 3.2 «Движение газа в трубах»).

После схода потока с пластинки скорость в следе постепенно увеличивается за счет трения о более быстро движущиеся слои, и на некотором расстоянии от пластинки эпюра скоростей практически выравнивается.

Сопротивление трения пластинки характеризуется безразмерным коэффициентом силы сопротивления. Сила сопротивления трения  $P_f$  действует на поверхность пластинки высотой 1 м. Безразмерный коэффициент  $C_f$  получается делением силы  $P_f$  (н/м), отнесенной к площади пластинки  $B \times 1$  (м<sup>2</sup>) и к динамическому давлению невозмущенного потока  $\rho \frac{w_\infty^2}{2}$  (н/м<sup>2</sup>):

$$C_f = \frac{P_f}{\rho \frac{w_\infty^2}{2} B}. \quad (4.3.2)$$

Сила сопротивления может быть определена экспериментально (например, продувкой пластинки, установленной на специальных весах в аэродинамической трубе). При обработке результатов экспериментов с

пластинками имеют в виду, что критерии сжимаемости  $M$ ,  $k$  практически не оказывают влияния, так как плотность газа в невозмущенной области течения не меняется, а в пограничном слое меняется незначительно. Единственным параметром, влияющим на коэффициент силы сопротивления трения, является критерий Рейнольдса, который в данном случае представляется в виде:

$$Re_w = \frac{w_\infty B}{\nu} = \frac{w_\infty B}{\mu} \rho. \quad (4.3.3)$$

Экспериментальные данные представлены на рис. 4.3.3, заимствованном из [15]. При одинаковых числах Рейнольдса и ламинарном режиме течения сила сопротивления трения меньше, чем при турбулентном. Это учитывают при профилировании крыльев самолетов, специально затягивая переход ламинарного пограничного слоя в турбулентный. Такой подход не имеет смысла в случае лопаточных аппаратов ТК, поскольку поток сильно турбулизирован при обтекании предшествующих элементов проточной части (имеет место начальная турбулентность).

Как известно, обтекаемая поверхность считается гидравлически гладкой, если тонкий ламинарный подслой закрывает неровности поверхности (рис. 4.3.4).

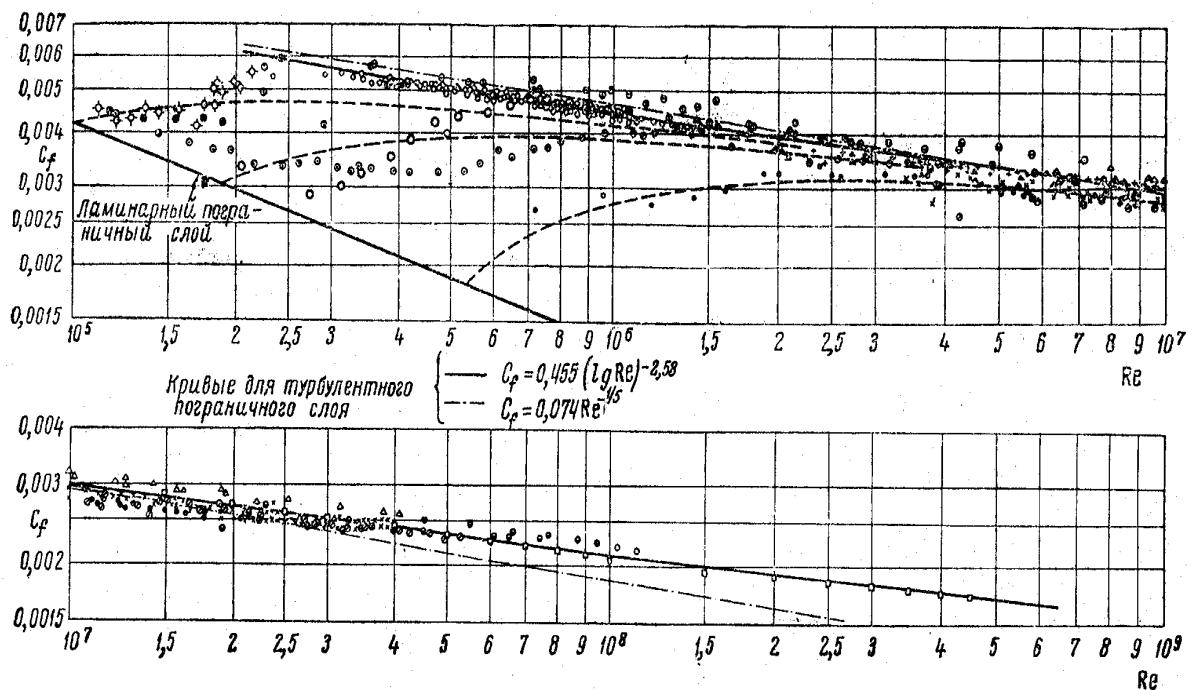




Рис. 4.3.3. Зависимость коэффициента силы сопротивления от критерия Рейнольдса

Ламинарный подслой образуется потому, что поверхность подавляет поперечные турбулентные пульсации. Сопротивление гидравлически гладкой поверхности уменьшается с ростом числа Рейнольдса. В [15] указывается, что следующие две формулы для расчета коэффициента трения гидравлически гладкой пластинки в турбулентном потоке дают практически одинаковые результаты, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными:

$$C_f = \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}}, \quad (4.3.4 \text{ а})$$

$$C_f = \frac{0,455}{(\lg Re_w)^{2,58}}. \quad (4.3.4 \text{ б})$$

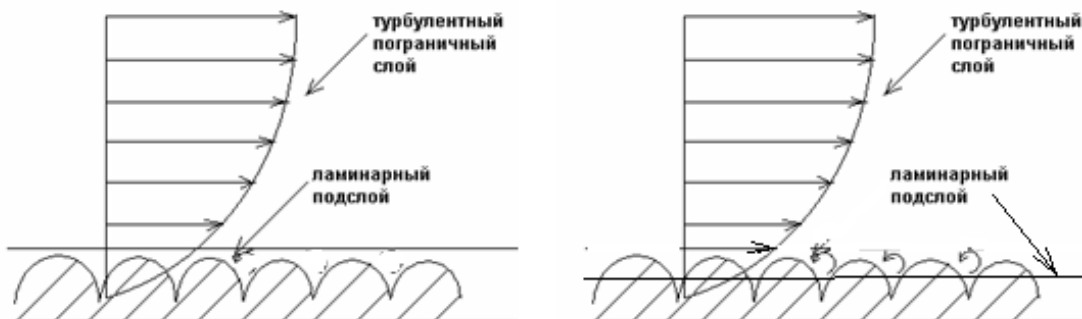


Рис. 4.3.4. Схема гидравлически гладкой (слева) и шероховатой (справа) поверхностей

С ростом числа Рейнольдса ламинарный подслой становится тоньше, вплоть до того, что перестает закрывать пики шероховатости. При этом сопротивление определяется не сопротивлением скольжения турбулентного слоя по ламинарному подслою, но вихреобразованием на выступающих неровностях поверхности. Такая поверхность является гидравлически шероховатой, и ее сопротивление перестает зависеть от критерия Рейнольдса

— так называемая «автомодельность по числу Рейнольдса». В [15] рекомендуются следующие две практически одинаково точные формулы для расчета коэффициента сопротивления трения шероховатых поверхностей:

$$C_f = 0,0162 \left( \frac{k_{ш}}{B} \right)^{1/7}, \quad (4.3.5 \text{ а})$$

$$C_f = \frac{1}{(1,89 + 1,62 \lg(\frac{B}{k_{ш}}))^{2,5}}. \quad (4.3.5 \text{ б})$$

Здесь  $k_{ш}$  — высота неровностей поверхности.

Отметим, что формулы (4.3.4) и (4.3.5) выведены приемами теории пограничного слоя с использованием экспериментальных данных, т.е. формулы носят полуэмпирический характер.

Формулы (4.3.5) предложены для равномерной «песочной» шероховатости. На рис. 4.3.5 показаны два возможных варианта обтекания механически обработанной шероховатой поверхности. При такой шероховатости направление обтекания влияет на сопротивление.

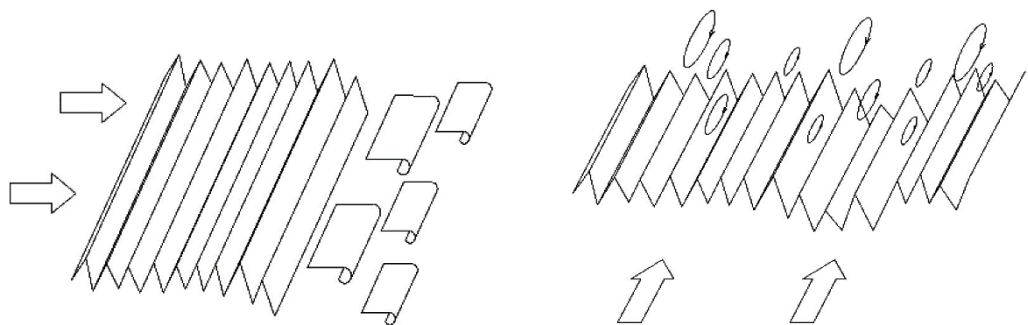


Рис. 4.3.5. Обтекание механически обработанной шероховатой поверхности при разном направлении потока [3]

В заключение подраздела сопоставим изложенное с анализом течения в прямой трубе в ч. 3.2, где также рассматривался механизм возникновения сопротивления трения. Суть явления идентична, но имеются важные различия, связанные со следующим:

1. Течение в трубе — это внутренняя задача, а обтекание пластики — внешняя.

2. В длинной трубе имеется так называемое «развитое течение», в котором вязкость проявляется во всем поперечном сечении, поток нельзя разделить на пограничный слой и невязкое ядро.

3. При обтекании пластинки (внешняя задача) вязкость проявляется только в пограничном слое на поверхности пластинки. В остальной (формально бесконечной) области течение невязкое.

4. В основном участке трубы с развитым течением эпюра скоростей не меняется по длине трубы. Сопротивление трения преодолевается за счет падения статического давления. Потери напора характеризуются коэффициентом потерь  $\zeta_{mp} = \lambda \frac{l}{d_2}$ , где  $\lambda$  — эмпирический безразмерный коэффициент трения, зависящий от критерия Рейнольдса  $Re = \frac{c_{cp} d_2}{\nu}$  и относительной шероховатости  $k_u / d_2$ .

5. При обтекании внешним потоком происходит развитие пограничного слоя по длине поверхности. Сопротивление трения преодолевается за счет потери кинетической энергии газовых частиц в пограничном слое. При решении внешней задачи понятие напоров (отнесенной к единице массы газа механической работы) нельзя применить, так как движущаяся масса газа бесконечна. Сопротивление трения характеризуется эмпирическим безразмерным коэффициентом силы трения  $C_f = \frac{P_f}{\rho \frac{w_\infty^2}{2} B}$ , зависящим от

критерия Рейнольдса  $Re_w = \frac{w_\infty B}{\nu}$  и относительной шероховатости  $k_u / B$ .

6. В проточной части ТК течение формально внутреннее, но длина межлопаточных каналов небольшая, пограничные слои не только не успевают сомкнуться, но занимают сравнительно небольшую часть поперечного сечения каналов, после выхода из которых происходит выравнивание потока силами трения между активным ядром и низкоэнергетическим следом за лопатками — рис. 4.3.6. Поэтому при

анализе течения в проточной части ТК более оправдано применение схемы внешнего течения.

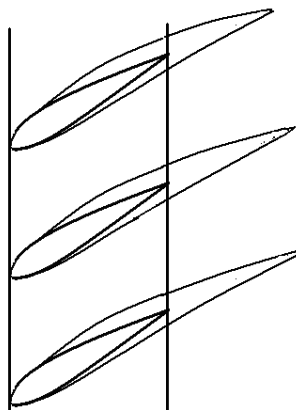


Рис. 4.3.6. Схема развития пограничных слоев и выравнивания потока в элементарной прямой решетке

Итак, анализ обтекания пластинки указывает на неизбежность возникновения сопротивления трения в лопаточных аппаратах ТК (и любых других устройствах, имеющих дело с движением газов), и на целесообразность использования схемы внешнего течения для целей анализа и расчета. Развитое течение без невязкого ядра потока может иметь место в малорасходных ступенях центробежных компрессоров с очень маленькой высотой лопаток. В этом случае расстояние между поверхностями, ограничивающими проточную часть в меридиональной плоскости, может быть меньше толщины пограничных слоев.

#### **4.4. ВОЗНИКНОВЕНИЕ ПОДЪЕМНОЙ СИЛЫ. ПОСТУЛАТ ЖУКОВСКОГО-ЧАПЛЫГИНА**

Рассмотренная выше простейшая схема профиля элементарной решетки в виде прямой пластинки объяснила природу возникновения сопротивления трения, но не дает ответа на вопрос, как возникает сила взаимодействия между профилем и потоком, позволяющая передать газу механическую работу двигателя (турбокомпрессор), или преобразовать энергию газового потока в механическую работу (турбина).

Для возникновения силы взаимодействия аэродинамические профили должны отклонять поток газа от инерциального направления, поэтому

средние линии профилей не прямые. Простейшая схема изогнутого профиля — тонкая изогнутая дужка.

При обтекании дужки невязким потоком получается парадоксальная картина — сила взаимодействия газа с дужкой не возникает. На рис. 4.4.1 показана схема невязкого течения при направлении скорости на бесконечности, совпадающей с направлением хорды  $B$  — **прямой линии, соединяющей начало и конец дужки**. Угол изогнутости дужки  $\Theta$  — это угол между касательными к поверхности дужки в ее начале и конце. Показанная картина невязкого течения может быть получена одним из расчетных методов, или с помощью метода электроанalogии [20].

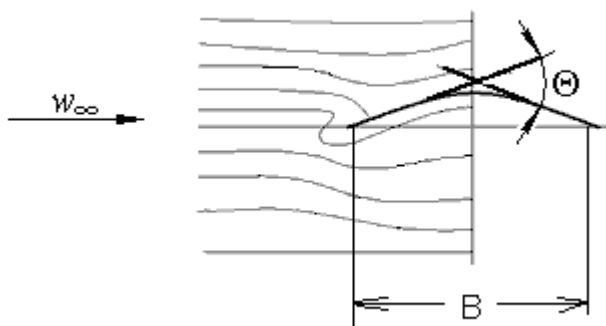


Рис. 4.4.1. Схема невязкого бесциркуляционного обтекания тонкой дужки (картина обтекания симметрична относительно вертикальной оси)

Из-за движения газовых частиц по выпуклой поверхности дужки, на них действует центробежная сила, уравновешиваемая разностью давлений на верхней и нижней гранях частиц. Возникающий градиент давления  $\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \frac{w^2}{R}$  ( $R$  — радиус кривизны линии тока) приводит к возникновению разрежения в середине выпуклой поверхности.

В результате газовые частицы, движущиеся выше хорды, «подсасываются» к выпуклой поверхности. Линии тока искривляются, при этом одна из них, критическая линия тока, подходит к поверхности перпендикулярно, образуя **переднюю критическую точку**. При подходе к поверхности газовые частицы тормозятся до нулевой скорости на

поверхности дужки. Параметры газа в критической точке — это параметры

$$\text{торможения } T_{\text{крит}} = T_{\infty}^* = T_{\infty} + \frac{w_{\infty}^2}{2C_p}, \quad p_{\text{крит}} = p_{\infty}^* = p_{\infty} + \rho \frac{w_{\infty}^2}{2}.$$

В критической точке поток делится на две области. Частицы, движущиеся справа от критической точки, обтекают выпуклую поверхность, создавая упомянутую выше область разрежения. Частицы, находящиеся левее критической точки разворачиваются и движутся в сторону начала дужки. Центробежная сила направлена к поверхности дужки, поэтому левее критической точки возникает область повышенного давления. Затем эти частицы огибают входную кромку, где кривизна линий тока особенно велика и возникает сильное разрежение. На вогнутой поверхности центробежная сила прижимает частицы к дужке, и там возникает область повышенного давления.

В невязком потоке форма линий тока не зависит от направления движения газовых частиц. Картина течения симметрична по отношению к вертикальной линии, проходящей через середину дужки. Движущиеся по вогнутой поверхности частицы огибают выходную кромку и движутся навстречу частицам на выпуклой поверхности. Торможение при встречном движении приводит к образованию **задней критической точки**, после которой поток уходит на бесконечность.

Так как обтекание дужки симметрично относительно вертикальной оси, то силы давления не образуют на дужке суммарной силы в направлении скорости набегающего потока. В перпендикулярном направлении результирующей подъемной силы так же нет. Избыточное давление на участках дужки от кромок до критических точек уравнивает разрежение на выпуклой поверхности между критическими точками и на вогнутой поверхности.

Итак, суммарная сила взаимодействия между дужкой и невязким потоком не возникает (впрочем, при невязком обтекании отсутствует сила взаимодействия при обтекании тела любой формы). Заманчивым путем решения задачи — использовать для расчета подъемной силы сравнительно простую схему невязкого обтекания — кажется не реализуемым. В [15] указывается, что проблему применимости невязких расчетов к решению прикладных задач решили в начале 20-го столетия Н.Е. Жуковский и его ученик С.А. Чаплыгин — основоположники современной аэродинамики. Эти расчеты имеют прямое касательство к турбомашинам, к теории крыла, винта и решеток профилей.

**Постулат Жуковского – Чаплыгина** основан на наблюдениях за реальным обтеканием аэродинамических профилей. При благоприятных условиях на поверхностях профилей не возникает отрывов потока. При этом **точка схода потока находится на задней кромке профиля и направление покидающей профиль струйки тока совпадает с направлением касательной к средней линии профиля в задней кромке** — такая формулировка постулата Жуковского — Чаплыгина позволяет корректно рассчитать подъемную силу профиля, оперируя понятием невязкого потока.

На рис. 4.4.2 показана картина обтекания симметричной тонкой дужки невязким газом в направлении ее хорды с соблюдением постулата Жуковского — Чаплыгина. Движущиеся по поверхности дужки газовые частицы покидают заднюю кромку в направлении касательной к поверхности. По отношению к хорде и к невозмущенному потоку эта струйка тока направлена под углом  $\Theta/2$  — половина угла изогнутости дужки. Газовые частицы в сходящей с дужки струйке испытывают воздействие со стороны поля давлений в окрестностях дужки. Под дужкой область повышенного давления «отжимает» частицы струйки тока вверх, область разрежения над дужкой их «подсасывает». Струйка тока приобретает криволинейную форму, постепенно переходящую в прямую, совпадающую с направлением невозмущенного потока. Практически уже в окрестностях выходной кромки поле скоростей и давлений становится равномерным. Демонстрируется известный факт невозможности отклонить поток от направления на бесконечности изолированным профилем.

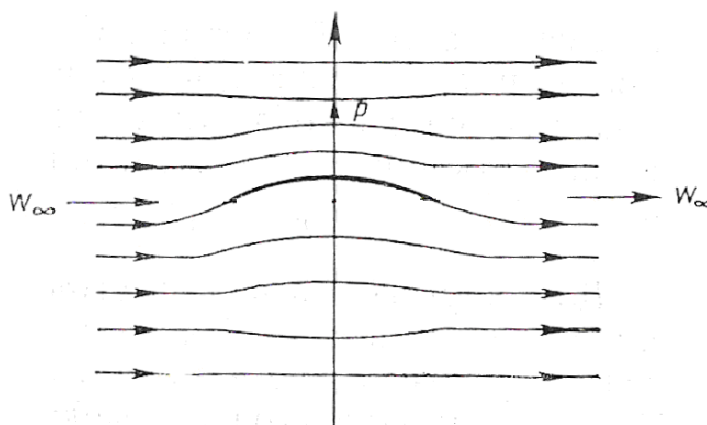


Рис. 4.4.2. Обтекание тонкой дужки невязким потоком с соблюдением постулата Жуковского — Чаплыгина

В разделе 2.4 на основании простых рассуждений введены понятия об угле отставания потока на выходе из лопаточной решетки, и об угле атаки на входе, от которого зависит наличие или отсутствие ударных потерь при обтекании профилей. Анализ обтекания дужки позволяет рассмотреть эти вопросы в строгой аэродинамической постановке.

При обтекании дужки отставание потока от направления профиля на выходе равно половине угла изогнутости  $\Theta/2$ . Картина течения невязкого потока (форма линий тока, поле давлений) не зависит от направления движения газа. Поэтому картина обтекания симметричной дужки должна быть одинаковой относительно вертикальной оси симметрии. Отсюда следует, что при течении с выполнением условия схода Жуковского — Чаплыгина струйка тока, идущая на профиль, попадает на переднюю кромку и принимает направление касательной к профилю на входе. Перестройка на входе происходит по той же причине, что и отставание на выходе: идущая прямолинейно ниже дужки струйка тока «отжимается» вверх областью повышенного давления вблизи вогнутой стороны и «подсасывается» к выпуклой стороне.

При направлении струйки тока по касательной к профилю обтекание носит наиболее благоприятный характер. Резкого изменения скорости на поверхности дужки нет, нет и специфических ударных потерь: **безударное обтекание имеет место в случае, когда подходящая к профилю струйка тока попадает на переднюю кромку и направлена по касательной к поверхности дужки.**

Для изолированной дужки направлением потока при безударном обтекании является направление хорды. Поток может иметь и другое направление, что характеризуется **углом атаки  $\alpha$  между направлением хорды и направлением скорости на бесконечности  $w_\infty$** . На рис. 4.4.2 показано, что области разрежения и повышенного давления на дужке воздействуют не только на струйки тока, находящиеся вблизи ее поверхности. Струйки тока выше дужки отклоняются от прямолинейного направления, «подсасываясь» областью разрежения на выпуклой поверхности. Струйки тока со стороны вогнутой поверхности «отжимаются» областью повышенного давления.

#### **4.5. ЦИРКУЛЯЦИЯ СКОРОСТИ. РАЗГОННЫЙ И ОСТАНОВОЧНЫЙ ВИХРИ**



Предполагается, что рассмотренная выше дужка обтекается потенциальным потоком, в котором газовые частицы движутся поступательно, без вращения вокруг своих центров тяжести. Для рассматриваемых вопросов важно, что в потенциальном потоке полная механическая энергия всех газовых частиц одинаковая, т.е. у них одинаковая величина полного давления  $p^* = p_\infty^* = p + \rho \frac{w_\infty^2}{2} = const$ . Это условие практически соответствует условиям обтекания лопаточных аппаратов осевых турбомашин. За пределами пограничных слоев (и областей отрыва потока, что будет обсуждаться далее) существует невязкое потенциальное ядро потока. В этом случае связь между давлением и скоростью на поверхности дужки выражается формулой:

$$w = \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_\infty^* - p)}. \quad (4.5.1)$$

Из сказанного следует:

- на выпуклой поверхности дужки при  $p < p_\infty$  (**поверхность разрежения**) скорость потока больше скорости невозмущенного потока,
- на вогнутой поверхности дужки  $p > p_\infty$  (**поверхность давления**) скорость потока меньше скорости невозмущенного потока.

Сила взаимодействия дужки и потока определяется разностью давлений на вогнутой и выпуклой поверхностях. Точно так же сила взаимодействия определяется разностью скоростей на этих поверхностях. Суммарной характеристикой различия скоростей является круговой интеграл по поверхности дужки — **циркуляция скорости**:

$$\Gamma = \oint w ds, \quad (4.5.2)$$

где  $ds$  — элемент поверхности дужки.

Выберем на рис. 4.4.2 направление обхода профиля по часовой стрелке. В этом случае циркуляция скорости положительная,  $\Gamma > 0$ , как принято в расчетах и анализе рабочего процесса турбокомпрессоров. При невязком обтекании дужки без соблюдения постулата (условия схода) Жуковского —

Чаплыгина (рис. 4.4.1) циркуляция скорости равна нулю. Такое обтекание называют бесциркуляционным.

Понятие циркуляции используется, например, в рассматриваемой ниже формуле (теореме) Жуковского для вычисления подъемной силы, действующей на профиль в решетке профилей. Примером практического применения в расчетах может служить программа ЗДМ.023 кафедры КВХТ для расчетов невязкого течения в рабочих колесах центробежных компрессоров. При вычислении Эйлеровой работы (теоретического напора)  $h_T = c_{u2}u_2$  методом интегральных уравнений, программа вводит некоторое начальное значение циркуляции и проверяет положение точки схода потока с лопатки. Если точка схода на поверхности разрежения, циркуляция итерационно увеличивается до значения, при котором точка схода совпадает с задней кромкой лопатки. Если начальное положение точки схода на поверхности давления, циркуляция уменьшается до нужного значения.

Понятие о циркуляции используется при рассмотрении невязкого обтекания при изменении величины и направления скорости. Понятно, что на лопатках неподвижного ротора ТК циркуляция скорости отсутствует, и при разгоне до расчетной скорости вращения она приобретает некоторое конечное значение. Однако согласно положениям теоретической аэродинамики циркуляция скорости не может возникнуть (если ее не было), или исчезнуть. Рассмотрение картины реального обтекания с разной скоростью разрешает это противоречие.

На рис. 4.5.1 представлена визуализация обтекания профиля, приведенного в движение, и затем остановленного.

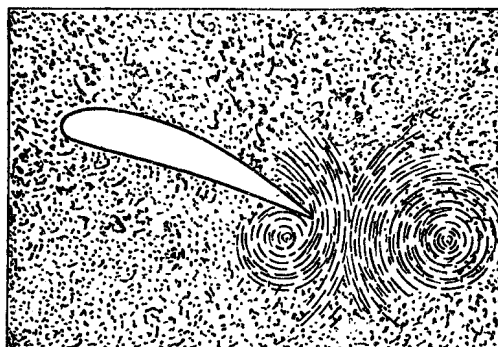


Рис. 4.5.1. Разгонный и остановочный вихри, образующиеся при начале движения и последующей остановке профиля [15]

Изображенная на рис. 4.5.1 картина течения объясняется следующим — схема на рис. 4.5.2 помогает объяснить происходящее:

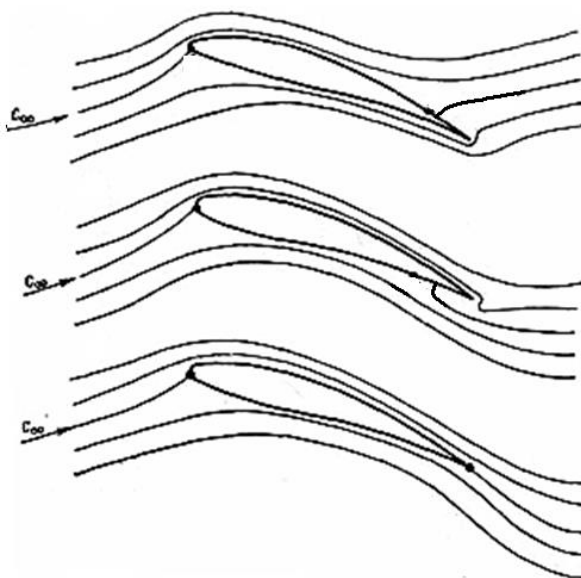


Рис. 4.5.2. Положение задней критической точки: – сверху при увеличении скорости обтекания, – в середине при уменьшении скорости обтекания, – внизу при установившемся движении с соблюдением постулата Жуковского — Чаплыгина

В момент начала движения условие схода Жуковского — Чаплыгина не выполняется. Обтекание соответствует нулевой циркуляции. Струйка тока с поверхности давления огибает острую заднюю кромку и движется против направления невозмущенного потока к задней критической точке на стороне разрежения. При движении с крайне малым радиусом кривизны на задней кромке давление резко падает, и поток разгоняется до высокой скорости. Следуя навстречу основному потоку к критической точке, где скорость равна нулю, критическая струйка тока не в состоянии преодолеть встречное давление. Она отрывается, образуя отчетливо видимый на рис. 4.5.1 вихрь с вращением против часовой стрелки. Затем вихрь сносится потоком с поверхности профиля.

При возникновении отрыва и образовании вихря, точка схода занимает свое положение на выходной кромке, выполняя условие схода — нижняя часть рис. 4.5.2. На профиле возникает циркуляция, равная циркуляции сошедшего с профиля вихря с обратным знаком:

$$\Gamma = \Gamma_{np} + \Gamma_{вихр} = 0. \quad (4.5.3)$$

Если увеличение скорости продолжается, образуется и сносится по потоку новый вихрь, что сопровождается ростом циркуляции на профиле. При этом сумма циркуляции на профиле и циркуляции сошедших вихрей остается равной нулю, как того и требуют законы аэродинамики.

Итак, циркуляционное обтекание профиля в соответствии с постулатом Жуковского — Чаплыгина возникает в результате схода с профиля ряда **разгонных вихрей** в процессе увеличения скорости обтекания.

При уменьшении скорости движения критическая точка смещается с задней кромки на вогнутую поверхность профиля — средняя часть рис. 4.5.2. На поверхности давления возникают и сносятся вниз по потоку **остановочные вихри** с положительной циркуляцией. Таким образом, условие (4.5.3) выполняется и при движении с уменьшением скорости обтекания.

При образовании разгонных и остановочных вихрей направленная кинетическая энергия потока приобретает вихревую форму. Продолжая движение в вязкой среде, вращательное движение вихрей тормозится трением о частицы потенциального потока, кинетическая энергия преобразуется в тепло. То есть, образование разгонных и остановочных вихрей сопровождается появлением соответствующих потерь напора. Такие потери возникают при пуске и остановке ТК, при изменении скорости вращения и изменении противодавления, ведущему к изменению расхода. Во всех этих случаях меняется циркуляция скорости на рабочих лопатках, и возникают эти вихри. У промышленных ТК такие переходные режимы работы не занимают много времени, поэтому их энергетические аспекты не привлекают внимания.

#### 4.6. НЕВЯЗКОЕ И ВЯЗКОЕ ОБТЕКАНИЕ ПРЯМОГО ПРОФИЛЯ

Пример обтекания дужки показывает механизм возникновения подъемной силы, но реальные профили должны иметь конечную толщину для восприятия механических нагрузок со стороны газовых сил и центробежной силы. При этом толщина профиля должна распределяться по длине средней линии таким образом, чтобы обеспечивать минимальное сопротивление движению газа при необходимых моментах инерции и сопротивления поперечного сечения.

Историческая традиция отработки формы профилей заключается в том, что сначала отрабатывается форма профиля с прямой средней линией — рис.

4.6.1, а затем средняя линия изгибается для нужного отклонения потока. Показанные на рисунке профили (обтекание слева направо) предназначены для работы со скоростями обтекания меньше скорости звука. Скругленная входная кромка и смещенная к передней кромке максимальная толщина улучшают работу при нерасчетных углах атаки и делают более плавным замедление в задней части профиля. Нижний профиль имеет предложенную Н.Е.Жуковским заостренную форму задней кромки, что обеспечивает сход потока с конечной скоростью и уменьшает сопротивление. В ТК такие профили не применяются из-за неприемлемой концентрации напряжений на выходной кромке при изгибной нагрузке от газовых сил. Практически необходимо скруглять и заднюю кромку.

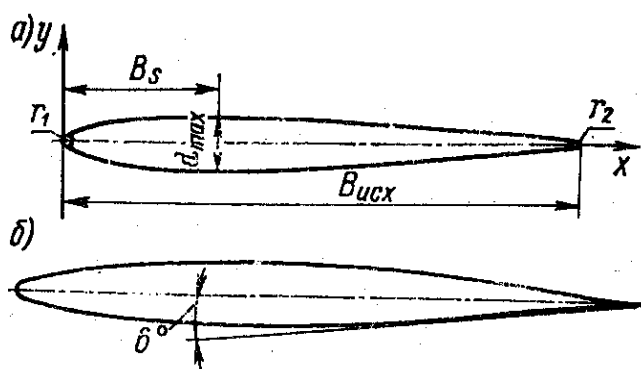


Рис. 4.6.1. Прямые исходные профили:

а — профиль С-4;  $r_1 = 0,12d_{\max}$ ;  $r_2 = 0,06d_{\max}$ ;  $d_{\max} / B \approx 0,12$ ;  $\bar{B}_s = 0,3$ ;

б — профиль НАСА 65-010;  $d_{\max} / B \approx 0,1$ ;  $r_1 / B = 0,666\%$

**Диаграмма скоростей невязкого потока** на поверхности прямого профиля показана на рис. 4.6.2. Характер обтекания определяется следующим.

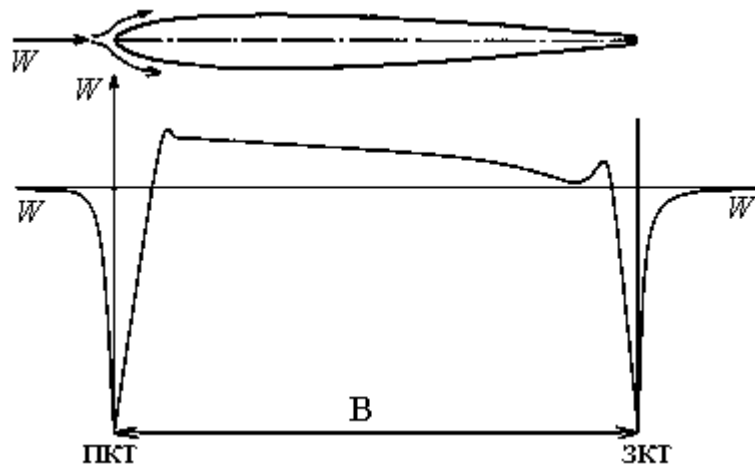


Рис. 4.6.2. Диаграмма скоростей невязкого потока на поверхности прямого профиля (скорость на бесконечности направлена по средней линии профиля)

При подходе к входной кромке критическая струйка тока тормозится и образует **переднюю критическую точку** с нулевой скоростью. Обтекая затем поверхность входной кромки малого радиуса, поток быстро разгоняется. При переходе на основную поверхность профиля, кривизна которой меньше, поток снижает скорость. Вблизи входной кромки возникает пик скорости, что связано с тем, что входная кромка не острая. После достижения максимальной толщины профиля скорость потока уменьшается, приближаясь к скорости невозмущенного потока  $w_\infty$ . На скругленной выходной кромке образуется еще один небольшой пик скорости, после чего поток снижает скорость до нуля, образуя **заднюю критическую точку**. За пределами профиля поток в критической струйке тока разгоняется и достигает скорости невозмущенного потока.

Как и полагается, при невязком обтекании суммарная сила взаимодействия потока и профиля не возникает (так называемый парадокс Даламбера). По нормали к средней линии суммарная сила давления на профиль равна нулю, так как профиль симметричен относительно прямой средней линии. Суммарная сила давления на направление скорости на бесконечности так же равна нулю, так как давления на поверхность левее и правее линии максимальной толщины уравниваются друг друга.

При действительном, вязком обтекании подъемная сила по-прежнему не возникает из-за симметричности верхней и нижней поверхностей прямого профиля. В направлении скорости на бесконечности возникает сила сопротивления, вызываемая вязкостью потока. При этом надо иметь в виду

различия в проявлении вязкости по сравнению с рассмотренным выше обтеканием тонкой пластинки.

На заимствованном из [15] рисунке показано, как пограничный слой оттесняет внешний потенциальный поток от поверхности профиля. В результате поток взаимодействует не с поверхностью профиля, а с так называемым «эффективным контуром».

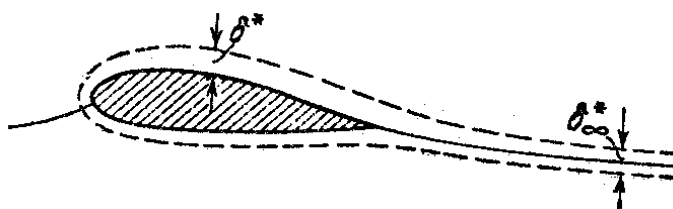


Рис. 4.6.3. Влияние пограничного слоя на профиле на внешний поток (эффективный контур показан штриховыми линиями)

Как следствие, в кормовой части профиля давление меньше, чем в лобовой, и к сопротивлению трения добавляется **сопротивление давления**. На рис. 4.6.4 (данные так же из [15]), показано соотношение между сопротивлением трения и давления в зависимости от относительной толщины профиля Жуковского (рис. 4.6.1 б).

Приведенные данные показывают, что обе составляющие сопротивления больше у более толстых профилей. Понятно, что у тонкой пластинки сопротивление давления быть не может. Сопротивление давления тем больше, чем больше максимальная толщина профиля.

Сопротивление трения так же больше у более толстых профилей по двум причинам:

- смачиваемая поверхность больше у более толстых профилей,
- поверхностные скорости больше у толстых профилей, так как они сильнее отклоняют поток от направления невозмущенной скорости. Всегда надо иметь в виду, что при прочих равных условиях потери пропорциональны кинетической энергии  $0,5w^2$ .

В [13] указано, что потери давления уменьшаются с ростом критерия Рейнольдса, так как пограничные слои становятся тоньше и эффективный контур меньше отличается от реального. Уместно отметить, что применяемые в решетках осевых компрессоров профили имеют на среднем

радиусе относительную толщину порядка 5%, при которой доля сопротивления давления не очень велика.

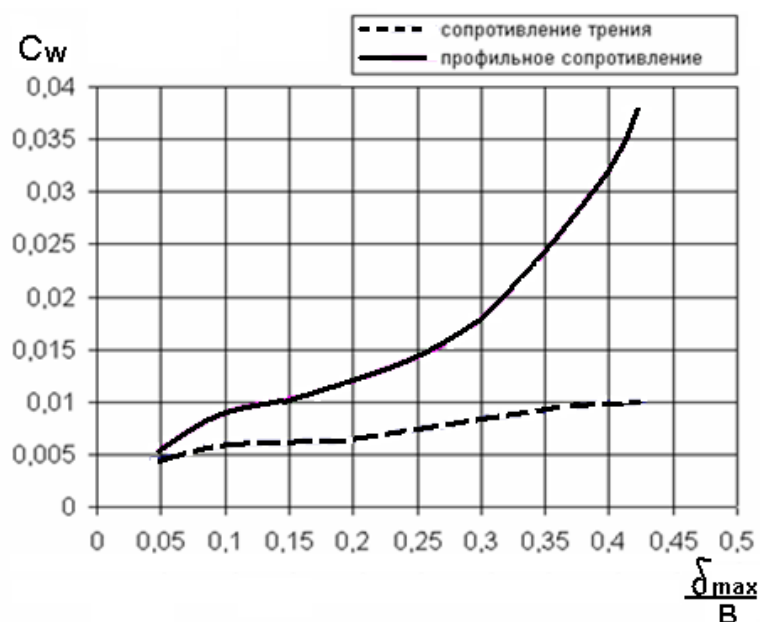


Рис. 4.6.4. Зависимость коэффициента профильного сопротивления от относительной толщины профиля Жуковского, и доля сопротивления трения,  $Re_w = 4 \cdot 10^6$

На рис. 4.6.4 приведены данные по сопротивлению профилей Жуковского с заостренной выходной кромкой, на которой не образуется задняя критическая точка даже при воображаемом невязком течении. На диаграмме скоростей рис. 4.6.2 видно, что при невязком обтекании на скругленной выходной кромке после небольшого пика скоростей следует замедление потока до нуля. При вязком обтекании на выходной кромке неизбежен отрыв потока со сходом пелены вихрей. Вместо давления торможения при невязком обтекании, в реальном потоке на кромке имеет место давление в точке отрыва, которое значительно меньше. Результатом является дополнительное сопротивление давления. Соответствующие потери называют **кромочными потерями**. В турбинных ступенях, где пограничные слои тонкие, кромочные потери рассчитывают отдельно. В ступенях ОК пограничные слои толще, поэтому доля кромочных потерь считается небольшой, и их отдельно не рассматривают.

Диаграмма скоростей на рис. 4.6.2 показывает, что на поверхности прямого профиля существует замедление потока. Даже если речь идет о профиле Жуковского с заостренной задней кромкой, местное замедление



$\dot{w}_3 = w_\infty / w_{\max} < 1,0$  довольно значительное. Понятно, что местная максимальная скорость тем сильнее отличается от скорости невозмущенного потока, чем больше относительная толщина профиля  $\bar{\delta}_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{B}$ . Известно, что при значительном замедлении пограничный слой утолщается, скорости непосредственно на поверхности под воздействием встречного давления уменьшаются быстрее. Это уменьшает касательные напряжения  $\tau = \mu' \frac{\partial w}{\partial n}$  на поверхности. При нулевой величине касательного напряжения частицы, потерявшие кинетическую энергию, начинают двигаться вспять — рис. 4.6.5.

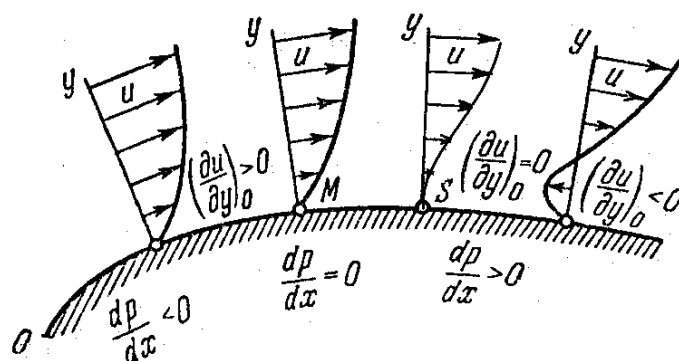


Рис. 4.6.5. Профили скорости  $\partial u / \partial y$  ( $u$  — скорость в пограничном слое) при разных градиентах давления в направлении движения.

Возникновение условия отрыва  $\partial u / \partial y = 0$  на поверхности профиля при диффузорном течении

Замедление потока при обтекании толстых прямых профилей может привести к отрыву, что надо иметь в виду при выборе толщины лопаток осевых компрессоров.

#### 4.7. НЕВЯЗКОЕ И ВЯЗКОЕ ОБТЕКАНИЕ ИЗОГНУТОГО ПРОФИЛЯ

Если средней линии профиля придать форму рассмотренной выше дужки, то при выполнении условия схода Жуковского — Чаплыгина невязкое обтекание приведет к появлению подъемной силы. На рис. 4.7.1 показаны линии тока при обтекании решетки профилей и изолированного профиля.

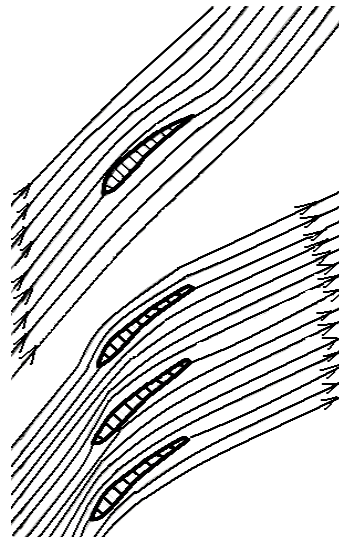


Рис. 4.7.1 Линии тока при обтекании решетки профилей и изолированного профиля (снизу)

При плоском течении несжимаемого потока можно пользоваться принципом наложения течений: поле скоростей обтекания изогнутой дужки суммируется с полем скоростей обтекания прямого профиля. Поэтому безударное обтекание, как и в случае тонкой дужки, имеет место в случае, когда подходящая к профилю струйка тока попадает на переднюю кромку. Как и при обтекании дужки, безударное направление потока — это направление хорды, т.е.  $\alpha_{\sigma y} = 0$ . При направлении невозмущенного потока вдоль хорды профиля картина его невязкого обтекания будет такой, как показано на рис. 4.7.2.

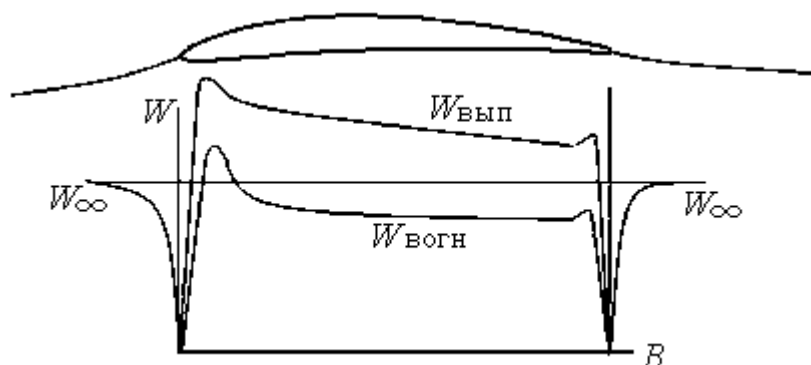


Рис. 4.7.2. Диаграмма скоростей при безударном невязком обтекании изолированного профиля

Как и при обтекании телесного профиля, на передней кромке профиля возникает критическая точка. Далее диаграммы скоростей разделяются, будучи различными на поверхностях давления и разрежения.

Пики скорости имеют место при обтекании передней и задней кромок на обеих поверхностях, но уровни скоростей разные. Вдоль всей поверхности профиля имеется положительная нагрузка  $\Delta w = w_{\text{вып}} - w_{\text{вогн}}$ . Понятие «выпуклая», «вогнутая» относятся к средней линии. Из-за телесности профиля его поверхность может быть выпуклой на обеих поверхностях, но на «вогнутой» стороне кривизна меньше в любом случае.

Как и при обтекании прямого профиля, на скругленной задней кромке возникнет отрыв с появлением кромочных потерь. Существенное различие связано с тем, что замедление на поверхности разрежения тем больше, чем больше изогнутость профиля. Если даже толстые прямые профили обтекаются безотрывно, то значительный изгиб средней линии профиля неизбежно приведет к отрыву — рис. 4.7.3.

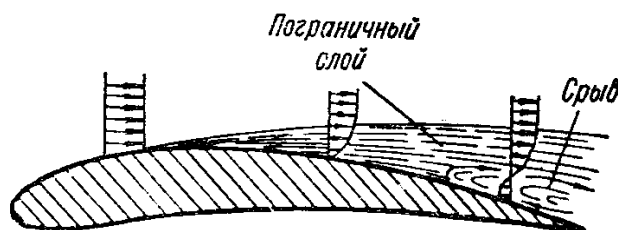


Рис. 4.7.3. Утолщение пограничного слоя и его отрыв при значительном угле изогнутости профиля  $\Theta$

Отрыв пограничного слоя ведет к существенному росту сопротивления и уменьшению подъемной силы. Это недопустимо как при использовании профилей в лопаточных аппаратах ОК, так и в качестве крыльев летательных аппаратов. Последние имеют весьма малую кривизну, и обе поверхности их профилей обычно выпуклые – рис. 4.7.4 а. Подъемная сила создается за счет того, что разрежение на верхней поверхности больше, чем на нижней.

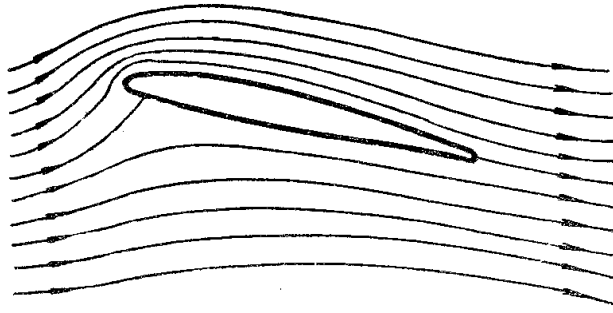


Рис. 4.7.4 а. Линии тока при невязком обтекании крылового профиля с положительным углом атаки

Диаграмма скоростей невязкого потока при обтекании профиля с формой, типичной для лопаток ОК показана на рис. 4.7.4 б. При положительном угле атаки  $\alpha > 0$  передняя критическая точка оказывается на нижней (вогнутой) поверхности. Струйки тока левее критической точки разворачиваются для движения в противоположном направлении и попадают на верхнюю поверхность профиля, обтекая входную кромку. На передней кромке давление резко падает, а скорость возрастает из-за движения газа по сильно искривленным линиям тока. После попадания на выпуклую поверхность с небольшой кривизной скорость быстро снижается. На входной кромке возникает пик скорости — область с резким ее увеличением и последующим замедлением.

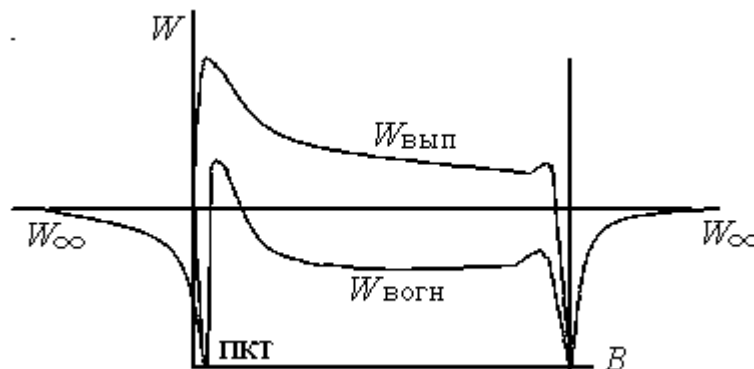


Рис. 4.7.4 б. Диаграмма скоростей при невязком обтекании компрессорного профиля с положительным углом атаки

Положительный угол атаки приводит к падению давления на выпуклой поверхности вблизи входной кромки, в результате чего возрастает подъемная

сила крыла, а лопатки ОК передают газу большую механическую работу. Однако при вязком обтекании растут профильные потери. При небольших углах атаки этот рост связан:

– с увеличением потерь поверхностного трения, пропорциональных кинетической энергии потока. Эта энергия больше, чем при безударном обтекании из-за пика скорости у входной кромки,

– с увеличением потерь давления из-за более толстого пограничного слоя на выпуклой поверхности. Рост толщины слоя связан с дополнительным (по сравнению с безударным обтеканием) замедлением потока на выпуклой поверхности.

При безотрывном обтекании диаграмма скоростей принципиально не отличается от диаграммы невязкого обтекания. Возмущение потока чуть более сильное, так как эффективный контур (профиль плюс толщина вытеснения) толще физического профиля.

При больших положительных углах атаки пик скорости увеличивается настолько, что отрыв потока на выпуклой поверхности неизбежен. При отрыве пограничного слоя картина обтекания после точки отрыва изменяется так, как это показано на рис. 4.7.5 штриховыми линиями.

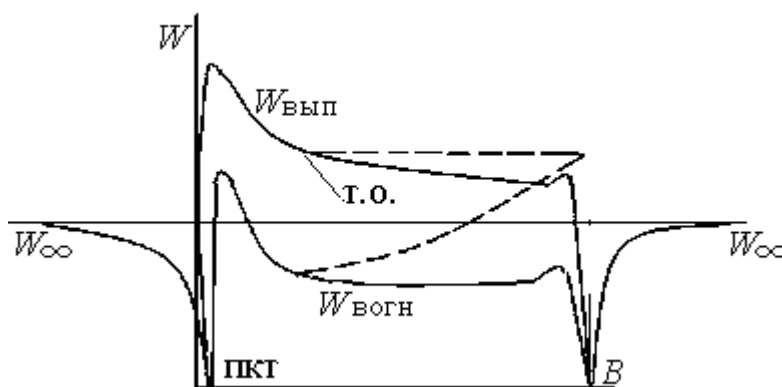


Рис. 4.7.5. Влияние отрыва потока на диаграмму поверхностных скоростей (сплошные линии — невязкое обтекание, штриховые линии — диаграмма скоростей при возникновении отрыва)

Явление отрыва, подобного показанному выше на рис. 4.7.3, ведет к уменьшению подъемной силы. Скорость вихревого течения в зоне отрыва мала по сравнению со скоростью потока на его границе. Поэтому

статическое давление на поверхности в зоне отрыва равно давлению в точке отрыва, а скорость вдоль границы отрыва — скорости в точке отрыва. На вогнутой поверхности поток разгоняется, и скорость становится больше скорости невозмущенного потока  $W_{отр} > W_{\infty}$ . Дополнительное сопротивление при отрыве связано с тем, что в кормовой части профиля на выпуклой поверхности прекращается замедление потока. В результате давление там ниже, чем в лобовой части. Одновременно происходит уменьшение подъемной силы, так как поток разгоняется на нижней поверхности профиля до скорости  $W_{отр}$  с соответствующим падением давления. О снижении подъемной силы при возникновении отрыва можно судить по уменьшению площади диаграммы скоростей, пропорциональной циркуляции скорости на профиле.

При расходе больше расчетного профили лопаток ОК обтекаются с отрицательным углом атаки. У крыльев летательных аппаратов небольшие отрицательные углы атаки используются для уменьшения подъемной силы (при снижении, например) — рис. 4.7.6.

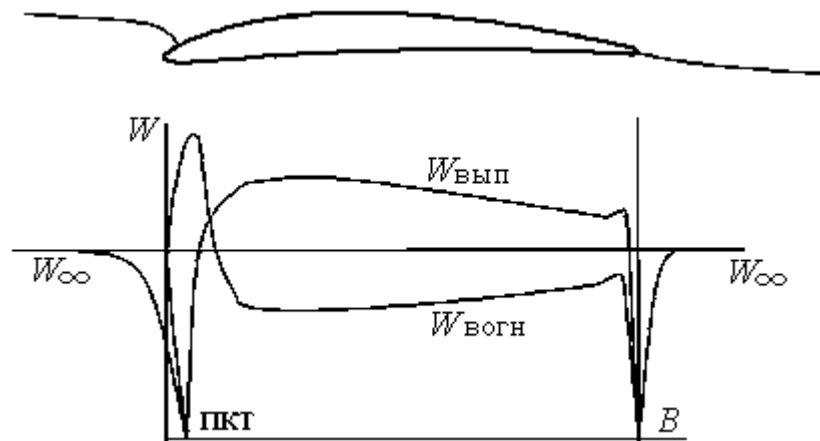


Рис. 4.7.6. Обтекание профиля с отрицательным углом атаки — диаграмма поверхностных скоростей невязкого потока

При отрицательных углах атаки пик скорости на входной кромке приводит к резкому замедлению на нижней (вогнутой) поверхности профиля. На выпуклой поверхности диаграмма скоростей приобретает благоприятный характер. Рост сопротивления при  $\alpha < 0$  происходит по тем же причинам, что и при положительных углах атаки. Отличие заключается в том, что в начале профиля скорость потока больше, а давление ниже на нижней поверхности

профиля. Аэродинамическая нагрузка в начале профиля отрицательная  $\Delta w = w_{вып} - w_{вогн} < 0$ , что и ведет к уменьшению подъемной силы.

Представленный выше анализ показывает, что характер обтекания профилей зависит в наибольшей степени от направления набегающего потока, характеризуемого углом  $\alpha$  между направлением потока и хорды профиля — углом атаки. От угла атаки в наибольшей степени зависят подъемная сила и сила сопротивления. **Зависимости безразмерных коэффициентов подъемной силы и силы сопротивления от угла атаки называются аэродинамическими характеристиками профилей**, которые будут рассмотрены ниже.

#### 4.8. ОБТЕКАНИЕ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ

Изолированный профиль вызывает только местное возмущение потока. Принципиальное отличие обтекания профилей в составе решетки заключается в том, что после прохождения решетки параметры потока отличаются от параметров перед решеткой. Кольцевая решетка делит область течения на две части, как и ее модель — плоская решетка бесконечной длины. Параметры потока перед решеткой, и за решеткой разные. Это различие ясно из приведенного выше рисунка 4.7.1.

Назначение решетки колеса компрессора — передать газу механическую работу двигателя, турбины — преобразовать энергию газа в механическую работу. В обоих случаях задача решается отклонением потока от инерциального направления. Рассматриваемая модель рабочих колес — прямая решетка — предназначена для отклонения потока. Неподвижные лопаточные решетки (направляющий аппарат ОК, сопловой аппарат турбины) так же служат для поворота потока.

На схеме рис. 4.8.1 показано, что в зависимости от соотношения углов потока перед решеткой и за решеткой течение в ней носит диффузорный, бездиффузорный, или конфузорный характер.

Проходное сечение одного канала равно шагу между лопатками, умноженному на синус угла потока. Из уравнения неразрывности  $\bar{m} = \rho w t \sin \beta \times 1 = const$  (единица — высота элементарной решетки) следует, что отношение скоростей за и перед решеткой равно:

$$\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}. \quad (4.8.1)$$

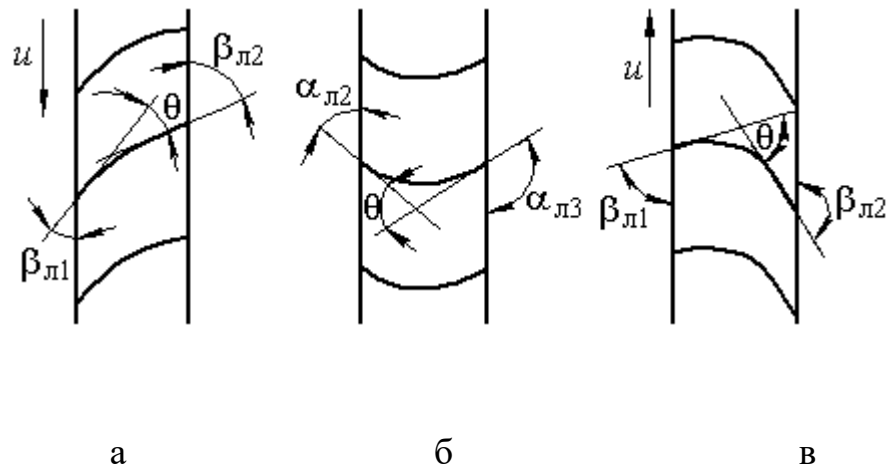


Рис. 4.8.1. Схема диффузорной, бездиффузорной и конфузорной прямых решеток

Очевидно, что при угле выхода потока из решетки  $\beta_1 < \beta_2$  и  $\beta_2 \leq 90^\circ$  течение в решетке всегда диффузорное, т.е.  $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} < 1,0$ . Это характерно для рабочих колес осевых компрессоров и, в большинстве случаев, для решеток направляющих аппаратов (напомним, что для обозначения углов потока в неподвижных элементах и направления неподвижных лопаток используется буква  $\alpha$ ). В некоторых случаях направляющие аппараты только поворачивают поток, без его замедления или ускорения — рис. 4.8.1 б. У такой решетки  $\alpha_3 = 180^\circ - \alpha_2$ .

Сопловые аппараты турбин служат для преобразования энергии давления газа в кинетическую, которая преобразовывается в механическую работу в рабочем колесе. У сопел  $\alpha_2 < 90^\circ$  и движение газа конфузорное,  $\dot{c} = \frac{c_2}{c_1} > 1,0$ . Лопаточные решетки выполняются по схеме рис. 4.8.1 в. В некоторых случаях рабочие колеса турбин только поворачивают поток, без его замедления или ускорения, т.е. имеют форму, аналогичную форме направляющих аппаратов ОК, показанной на рис. 4.8.1 б.



Сказанное поясняет, что главное отличие условий обтекания изолированного профиля и профилей в составе решетки в том, что возмущение от изолированного профиля накладывается на постоянную скорость на бесконечности, а профили в составе решетки — на диффузорное течение в ТК, или на конфузорное течение в турбинах.

На рис. 4.8.2 показано различие диаграмм скоростей (невязкое обтекание) на профилях компрессорной и турбинной решеток.

В рабочем колесе компрессора поверхность профиля, обращенную в сторону вращения, называют **передней поверхностью**. У изолированного профиля это вогнутая поверхность, или поверхность давления. Противоположная поверхность — это **задняя поверхность** (выпуклая поверхность, или поверхность разрежения изолированного профиля).

Уменьшение среднерасходной скорости  $w = \frac{\bar{m}}{\rho t \sin \beta \times l}$  по длине межлопаточного канала в компрессорной решетке усиливает замедление потока на обеих поверхностях профиля.

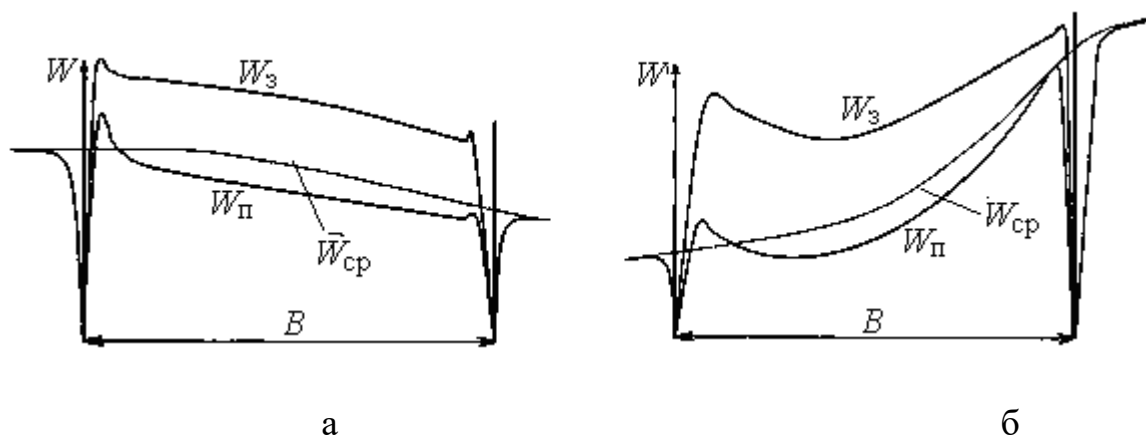


Рис. 4.8.2 Диаграммы скоростей (невязкое обтекание) на профилях компрессорной (а) и турбинной (б) решеток

Особенно это важно иметь в виду при анализе обтекания задней поверхности. Из аналогии с криволинейными каналами (раздел 3.4 «Течение в криволинейных каналах») следует, что на передней поверхности рабочих лопаток возможный отрыв подавляется силами инерции, действующими по нормали к поверхности, а на задней поверхности эти силы способствуют

отрыву. К тому же потери отрыва тем больше, чем больше скорость в точке отрыва, а наибольшие скорости потока как раз на задней стороне лопаток.

Замедление потока вдоль задней поверхности  $\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{\max}}$  тем более сильно, чем меньше скорость на выходе из решетки  $w_2$ , и больше максимальная скорость на задней поверхности профиля  $w_{\max}$ . В результате анализа результатов испытаний плоских решеток в аэродинамических трубах С. Либляйн (подробнее в [14]) установил, что именно величина диффузорности  $\dot{w}_3$  определяет возникновение недопустимого отрыва потока. Им рекомендуется на расчетном режиме выбирать размеры лопаточной решетки так, чтобы скорость потока вдоль задней поверхности лопаток уменьшалась на 45%. Т.е. на расчетном режиме следует обеспечить величину **фактора диффузорности**:

$$F_D = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}} = 0,45. \quad (4.8.2)$$

Большая величина  $F_D$  соответствует более сильному замедлению, что опасно, так как может вызвать отрыв потока. Наоборот, при меньшем факторе диффузорности течение будет безотрывным, но небольшой поворот потока не позволит передать газу нужную механическую энергию двигателя.

При качественном анализе принято считать, что скорость на задней поверхности равна средней скорости в канале плюс половина **нагрузки**  $\Delta w = w_{\text{вып}} - w_{\text{вогн}}$ , **разности скоростей на задней и передней поверхности лопаток**. Тогда максимальная скорость на профиле, практически это скорость в начале задней поверхности лопатки, равна примерно  $w_{\max} \approx w_1 + 0,5\Delta w_1$ . С учетом того, что среднее замедление определяется поворотом потока  $\frac{w_2}{w_1} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}$  замедление потока вдоль задней поверхности равно:

$$\frac{w_2}{w_{\max}} \approx \frac{\frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}}{1 + 0,5\Delta w_1 / w_1}. \quad (4.8.3)$$

Из этого следует, что при профилировании компрессорных решеток следует контролировать:

– среднее замедление потока, не допуская излишней изогнутости профилей, т.е. контролируя отношение  $\sin \beta_1 / \sin \beta_2$ ,

– нагрузку лопаток, в частности нагрузку вблизи входных кромок  $\Delta w_1$ . При прочих равных условиях нагрузка тем больше, чем больше угол изогнутости профилей  $\theta = \beta_{л2} - \beta_{л1}$ , и тем меньше, чем ближе лопатки друг к другу, т.е. чем меньше относительный шаг  $\bar{t} = t/B$ .

Ниже будут рассмотрены обобщения экспериментальных данных, позволяющие выбрать рациональные размеры компрессорных решеток с учетом этих соображений.

Рациональное профилирование конфузорных турбинных решеток так же очень важно, так как там очень высокие скорости потока. Благоприятный для профилирования фактор заключается в том, что чем сильнее поворот потока, тем больше среднее ускорение. Нагрузка профилей при этом возрастает, но замедления потока на поверхности разрежения все же можно избежать — рис. 4.8.2 б.

Понятно, что движение газа в турбинах из области высокого в область низкого давления в любом случае носит устойчивый характер. Движение газа в ТК в область высокого давления всегда грозит прорывом газа из полости нагнетания на всасывание, что требует очень тщательного выбора формы проточной части. Как доказательство проблемности осевых компрессоров приведем известный факт. Патенты на осевую турбину и осевой компрессор были выданы в конце 19 века практически одновременно. Турбины сразу же нашли применение в промышленности и на транспорте, а работоспособные осевые компрессоры удалось создать только 40 лет спустя, после интенсивных аэродинамических исследований.

#### **4.9. ПЕРЕСТРОЙКА ПОТОКА НА ВХОДЕ И ВЫХОДЕ РЕШЕТКИ**

При рассмотрении обтекания изогнутой дужки и изолированного профиля было показано, что области разрежения и повышенного давления заставляют критическую струйку тока менять направление, отклоняясь в сторону поверхности разрежения. В результате оказалось, что эта струйка попадает на переднюю кромку по касательной к средней линии тогда, когда невозмущенный поток имеет направление хорды профиля. Поэтому угол атаки для изолированного профиля  $\alpha$  отсчитывается от направления потока,

совпадающего с направлением хорды профиля. Безударное обтекание имеет место при  $\alpha = 0$ .

Как и в случае изолированного профиля, условие безударного входа в решетку профилей выполняется тогда, когда критическая струйка направлена по касательной к его средней линии, т.е. под углом  $\beta_{л1}$ . Однако для получения безударного обтекания поток на входе в решетку должен быть направлен не в направлении хорды лопаток. Причина в том, что нагрузка профилей в составе решетки влияет на направление критической струйки в том же направлении, как в случае изолированного профиля, но в меньшей степени.

Сравнительно близко расположенные профили решетки меньше нагружены, чем изолированные профили с тем же углом изогнутости. Это понятно, так как изменение скоростей вдоль нормали к профилю определяется градиентом скорости и размером нормали, т.е. шагом решетки:

$$w_{\text{вып}} - w_{\text{вогн}} = \int_0^a \frac{\partial w}{\partial a} da, \quad (4.9.1)$$

где  $a = t \sin \beta_{л} - \delta_{л}$ ,  $\frac{\partial w}{\partial a} = \frac{w^2}{R}$ ,  $R$  — радиус кривизны линии тока в межлопаточном канале, примерно равный радиусу кривизны выпуклой поверхности профиля.

Другое отличие течения на входе в решетку по сравнению с дужкой или изолированным профилем заключается в том, что телесные профили занимают часть проходного сечения. В целом диффузорный межлопаточный канал в своем начале имеет конфузорный участок. Расчеты показывают, что чем толще профили, и чем ближе они друг к другу, тем меньше критическая струйка тока отклоняется от направления потока перед решеткой.

Учет загромождения потока лопатками конечной толщины принято делать при расчете обтекания лопаток центробежных РК. На рис. 4.9.1 показана схема загромождения проходного сечения на входе в РК, и изменение направления струйки тока, идущей в переднюю критическую точку лопатки.

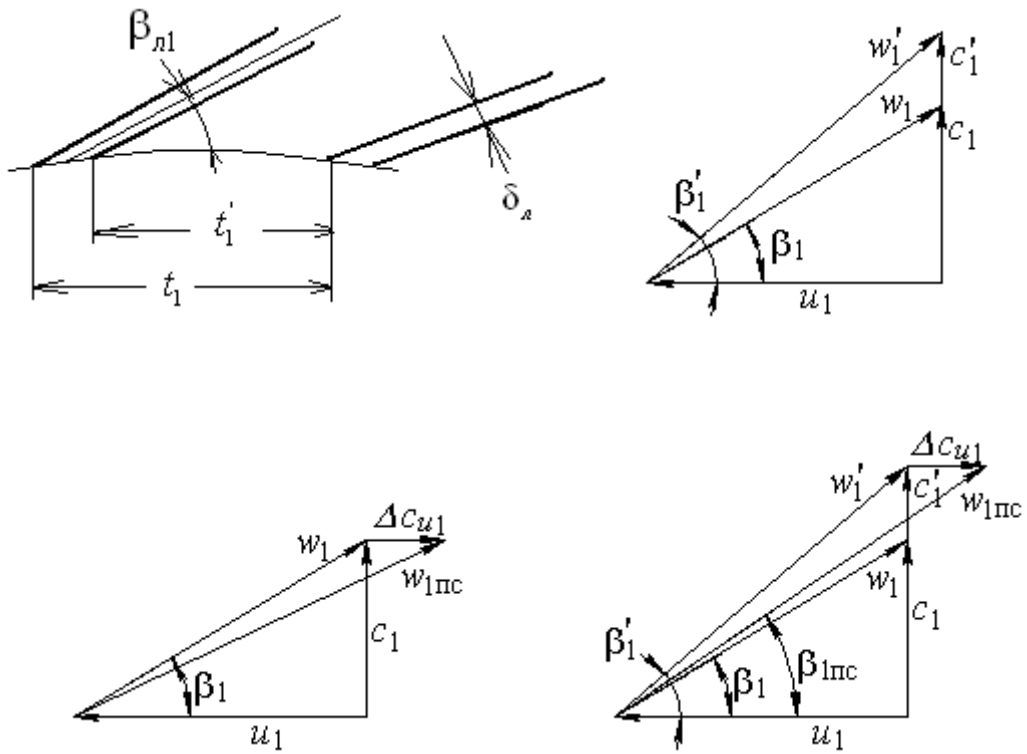


Рис. 4.9.1. Стеснение потока и изменение направления критической струйки тока на входе в центробежное рабочее колесо

Лопатки центробежных РК имеют постоянную толщину с заострением входных кромок. Загромождение проходного сечения учитывает коэффициент стеснения:

$$\tau_1 = \frac{t'}{t} = \frac{(2\pi r_1 / z) - (K \times \delta_n / \sin \beta_{л1})}{(2\pi r_1 / z)} = 1 - K \frac{z \bar{\delta}_n}{D_1 \sin \beta_{л1}}. \quad (4.9.2)$$

Здесь:  $K = 0,5-0,7$  — эмпирический коэффициент, учитывающий тот факт, что в действительности входные кромки лопаток заострены,  $\bar{\delta}_n = \delta_n / D_2$  — относительная толщина лопаток РК,  $\bar{D}_1 = D_1 / D_2$  — относительный диаметр начала лопаток.

Считается, что с учетом стеснения расходная составляющая скорости увеличивается:  $c'_{r1} = c_{r1} / \tau_1$ . Это объясняет увеличение угла относительной

скорости под действием стеснения:  $tg\beta'_1 = \frac{c_1\tau_1}{u_1}$ . На рис. 4.9.1 это вектор относительной скорости с учетом стеснения  $w'_1$ , направленный под углом  $\beta'_1$ .

Разность давлений на лопатках отклоняет критическую струйку тока в сторону, противоположную вращению. У критической струйки тока появляется отрицательная закрутка  $\Delta c_{u1} < 0$ , как показано на рис. 4.9.1 в. Это уменьшает ее входной угол. Но из-за взаимного влияния профилей в решетке это отклонение меньше, чем у изолированного профиля. Противоположное влияние двух факторов определяет скорость  $w_{1nc}$  и направление критической струйки тока  $\beta_{1nc}$ . Анализ опытных данных показывает, что передняя критическая точка совпадает с входной кромкой лопатки (условие безударного входа) при  $\beta_{1nc} = \beta_{л1}$ .

В теории решеток не принято оперировать рассмотренным выше понятием стеснения потока лопатками конечной толщины, хотя механизм перестройки потока на входе в решетку аналогичен рассмотренному выше. Поскольку изменение направления критической струйки тока происходит под действием двух противоположных факторов, ее направление меньше отличается от направления невозмущенного потока, чем при обтекании изолированного профиля. Так как  $\beta_{1nc} \sim \beta_1$ , то логично использовать понятие угла атаки, отсчитываемого от угла лопаток на входе (а не от направления хорды, как у изолированного профиля). Углы атаки на входе в решетку рабочего колеса и направляющего аппарата ступени ОК обозначаются латинской буквой  $i$ :

$$i_1 = \beta_{л1} - \beta_1 \text{ (ПК)}, \quad i_2 = \alpha_{л2} - \alpha_2 \text{ (НА)}. \quad (4.9.3)$$

Итак, **угол атаки на входе в лопаточную решетку  $i$**  есть разность входного угла лопаток и угла невозмущенного потока на входе. Повторим еще раз, что условие безударного обтекания определяется не направлением среднего по шагу потока, а направлением струйки тока, идущей в переднюю критическую точку профиля (последняя должна совпадать с передней кромкой при безударном обтекании). Направление этой струйки отличается от среднего направления потока тем сильнее, чем больше нагрузка на лопатку и чем ближе к входной кромке смещена основная часть нагрузки.

Аналогичные рассуждения справедливы и в отношении потока на выходе из решетки. При невязком обтекании с условием схода потока Жуковского - Чаплыгина картина потока на выходе аналогична картине на входе при безударном входе — рис. 4.7.1 выше. То есть, на выходе критические струйки тока покидают профили решетки в направлении выходного угла лопаток  $\beta_{л2}$ . В середине канала струйки тока покидают решетку под углом  $\beta_2 \prec \beta_{л2}$ . На некотором удалении от решетки поток выравнивается, и средний по шагу решетки угол выхода потока оказывается меньше угла лопаток. Так возникает **отставание потока на выходе из лопаточных аппаратов**:

$$\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2 \succ 0, \quad \Delta\alpha_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3 \succ 0. \quad (4.9.4)$$

Перестройка потока на выходе из решетки — это выравнивание углов потока, которые не одинаковы по шагу между лопатками вдоль заднего фронта решетки. Это явление легко понять, если рассматривать обращенное направление движения — справа налево на рис. 4.7.1 (напомним, что в невязком потоке форма линий тока не зависит от направления движения — от входа к выходу в решетке, или в противоположном направлении). Под действием разности давлений на поверхности лопаток критические струйки тока подсасываются к выпуклой поверхности и приобретают угол потока больше среднего угла потока  $\beta_{л2} \succ \beta_2$ .

Итак, при наличии разности давлений на поверхности лопаток, угол выхода потока всегда меньше угла выхода лопаток  $\beta_{л2}$ . Угол отставания тем больше, чем больше нагрузка лопаток, т.е. чем больше они изогнуты и чем больше расстояние между ними.

Рассмотренный механизм возникновения отставания потока от направления лопаток на выходе проявляется и в реальном вязком потоке. При этом надо учитывать, что проявления вязкости ведут к усилению отставания потока, увеличению угла отставания. На рисунке 4.6.3 показано, что эффективный контур профиля за счет большей толщины пограничного слоя на выпуклой поверхности характерен меньшим углом выхода, чем сам профиль. Поэтому невязкое ядро потока отстает уже не от величины  $\beta_{л2}$ , а от меньшей величины  $\beta_{л2(эф)} \prec \beta_{л2}$ .

Особенно сильно возрастает отставание потока при отрыве пограничного слоя на выпуклой поверхности (рис. 4.7.3) при положительных углах атаки. Зона отрыва оттесняет активную часть потока в сторону меньших углов выхода.

#### 4.10. ДИАГРАММЫ «НЕВЯЗКИХ» СКОРОСТЕЙ КАК ИСТОЧНИК ИНФОРМАЦИИ ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕШЕТОК

Как известно, турбокомпрессоры работают на разных режимах в соответствии с меняющимися условиями эксплуатации. При проектировании проточной части наиболее продолжительный режим работы выбирается в качестве расчетного режима. На этом режиме ТК должен обеспечивать массовый расход  $\bar{m}_{расч}$  (кг/с) и отношение давлений  $\pi_{расч} = \frac{P_k}{P_n}$  при расчетных оборотах  $n_{расч}$  (об/мин) и заданных условиях на входе  $P_n$  (МПа),  $T_n$  (К),  $R$  (Дж/кг/К),  $\mu_n$  (н\*с/м<sup>2</sup>),  $k = C_p / C_v$ . При проектировании ступени главное требование — обеспечить эти параметры при наименьшей затрате энергии, т.е. при максимальном КПД.

Для выбора размеров и формы проточной части сформулированы **методы первичного проектирования**. Они основаны на существующих представлениях о рабочем процессе, результатах испытания лопаточных решеток и ступеней, испытаниях компрессоров. Понятно, что полуэмпирические приемы проектирования не могут иметь универсального характера. Когда вновь проектируемый ТК отличается от тех, испытания которых положены в основу проектных рекомендаций, расчетный расход  $\bar{m}_{расч}$  и напор  $h_T = \frac{k}{k-1} RT_n \left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)$ , нужный для получения заданного отношения давлений, могут быть не обеспечены. Не гарантировано и получение максимально возможного КПД.

В «докомпьютерную» эпоху единственным способом проверки первичного проектирования было испытание уменьшенных копий ТК — его моделей, или моделей отдельных ступеней (что дешевле, но менее надежно). Испытания обычно показывали несоответствие полученного отношения давлений заданному, что указывало на необходимость увеличить или уменьшить выходные углы лопаток РК, и др. При определенной удаче результаты испытания показывали, как можно изменить проточную часть для повышения КПД. Процесс внесения изменений — это **экспериментальная доводка** проточной части ТК.



Из-за больших временных затрат на такую проверку и высокой стоимости модельных испытаний, такие проверки делаются не всегда, или делаются в ограниченном объеме. Поэтому приближенность газодинамического проектирования (т.е. значительная погрешность расчетов заданных расчетных параметров) рассматривается серьезными специалистами как объективная реальность. Например, Международный (европейский) стандарт ISO 5389:1991, регламентирующий правила испытаний промышленных центробежных компрессоров при сдаче заказчиком, требует безусловного обеспечения расчетного отношения давлений при заданном расходе, но допускает превышение мощности до 4%. Это равносильно тому, что при проектировании допущена соответствующая неточность расчета КПД. До сих пор в условия поставки промышленных ЦК ведущие мировые производители включают пункты типа «максимальный КПД равен  $87-4\%$ », или «максимальный КПД равен  $86 \pm 3\%$ ».

Идеальным средством для повышения надежности проектирования была бы процедура достоверного расчета характеристик спроектированного ТК и анализ путей улучшения проекта. В настоящее время численными методами решаются многие сложные задачи прикладной газовой динамики. Универсальные программы для расчета трехмерного, вязкого, сжимаемого и, (если требуется) нестационарного потока в принципе позволяют рассчитать характеристики ТК с любой проточной частью. Но следует помнить, что и эти программы, несмотря на все возрастающее совершенство расчетных алгоритмов, базируются на так называемых моделях турбулентности — эмпирических, а стало быть, не универсальных. Большой опыт применения вязких пространственных расчетов на кафедре КВХТ в сотрудничестве с университетами Германии и Польши, с отечественной авиационной промышленностью показал, что эти достаточно сложные и трудоемкие расчеты можно успешно использовать для решения ряда частных задач. Однако этим программам пока нельзя доверить расчетную проверку результатов газодинамического проектирования ТК.

Повышение надежности проектирования позволяет снизить объем экспериментальной доводки, или исключить ее совсем. Практика проектирования показала, что эффективным способом повышения надежности газодинамического проектирования является анализ невязкого квазитрехмерного потока в проточной части. Невязкий поток не встречает сопротивления своему движению, поэтому количественная оценка КПД компрессора, или потерь напора в отдельных элементах не может быть произведена. Зато «невязкие» расчеты дают очень полезную качественную информацию при минимальных затратах на расчеты.

Идея квазитрехмерного расчета была сформулирована проф. Ч.Х. Ву в середине прошлого столетия. Основная идея заключается в том, что действительная лопаточная решетка заменяется решеткой с бесконечным числом бесконечно тонких лопаток. При этом течение в меридиональной плоскости становится осесимметричным, что вместе с пренебрежением вязкостью резко упрощает расчеты. Рассмотрение действительного трехмерного потока заменяется рассмотрением двухмерных течений на осесимметричных поверхностях тока (ОПТ), равномерно расположенными по всей высоте лопаток. Действительный трехмерный поток схематически представляется в виде суммы ряда двухмерных течений на ряде осесимметричных поверхностей тока. Определенная условность такой схемы подчеркивается названием: «квазитрехмерный» поток («почти трехмерный» с учетом латинского значения слова «квази»).

Компьютерные программы для расчета невязкого квазитрехмерного потока совместно со специалистами промышленности были разработаны кафедрой компрессоростроения ЛПИ (ныне кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбГПУ), совершенствуются и применяются при проектировании рабочих колес центробежных ступеней со второй половины 1960–х гг.

Специальные эксперименты подтвердили близость рассчитанных и измеренных диаграмм скоростей, что позволяет использовать «невязкие» расчеты для газодинамического проектирования. На рис. 4.10.1 показана схема так называемой двухъярусной лопаточной решетки центробежного рабочего колеса и диаграммы скоростей на лопатках.

Сравнение рассчитанных и измеренных диаграмм на рис. 4.10.1 показывает очень хорошее совпадение скоростей на задней поверхности от начала лопаток до возникновения отрыва потока при  $r/r_2 \approx 0,80$ . Пики скорости на входных кромках указывают на ударный характер обтекания входных кромок, как результат положительного угла атаки при расходе на 15% меньше расчетного. Площадь расчетных диаграмм больше измеренных за счет большего замедления потока на передней стороне лопаток в их второй половине, где проявляется влияние утолщающихся пограничных слоев и где появляется вихревая зона — след.

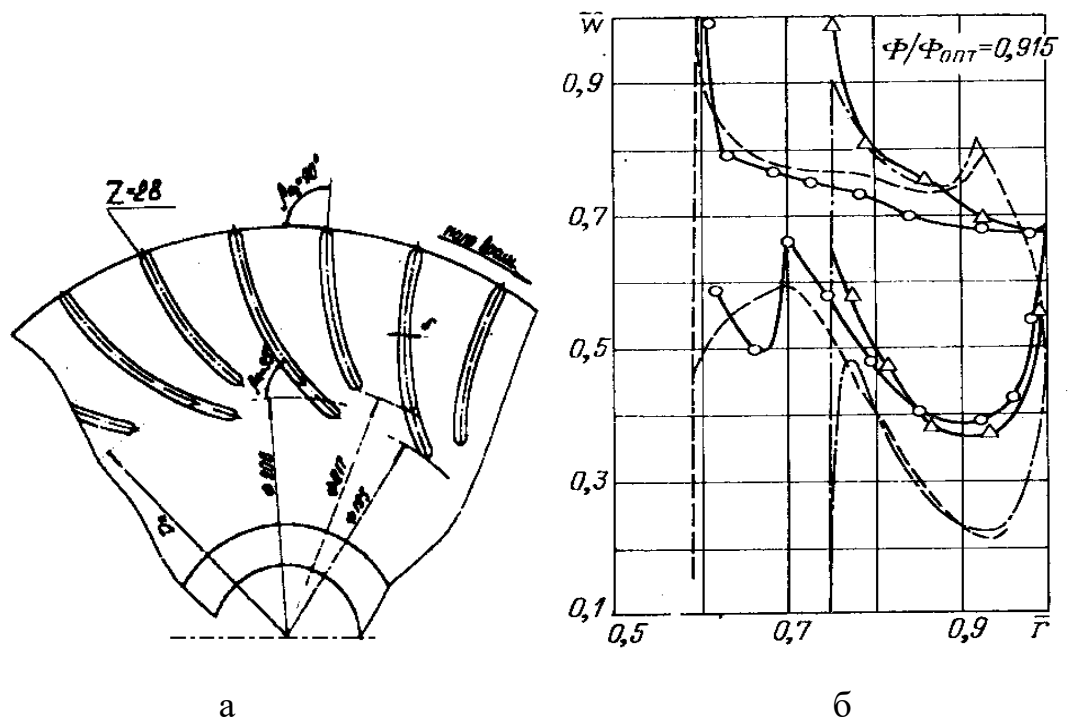


Рис. 4.10.1.

а. Двухъярусная лопаточная решетка центробежного РК.

б. Сравнение рассчитанных и измеренных диаграмм скоростей на лопатках. Сплошные линии — измерения, штриховые линии — квазитрехмерный расчет [18]

Пример применения «невязкого» расчета в процессе проектирования центробежной ступени небольшого газотурбинного двигателя демонстрируют рис. 4.10.2– 4.10.4. Для сопоставления двух вариантов РК проведены расчеты диаграмм скоростей с помощью компьютерной программы ЗДМ.023 [20].

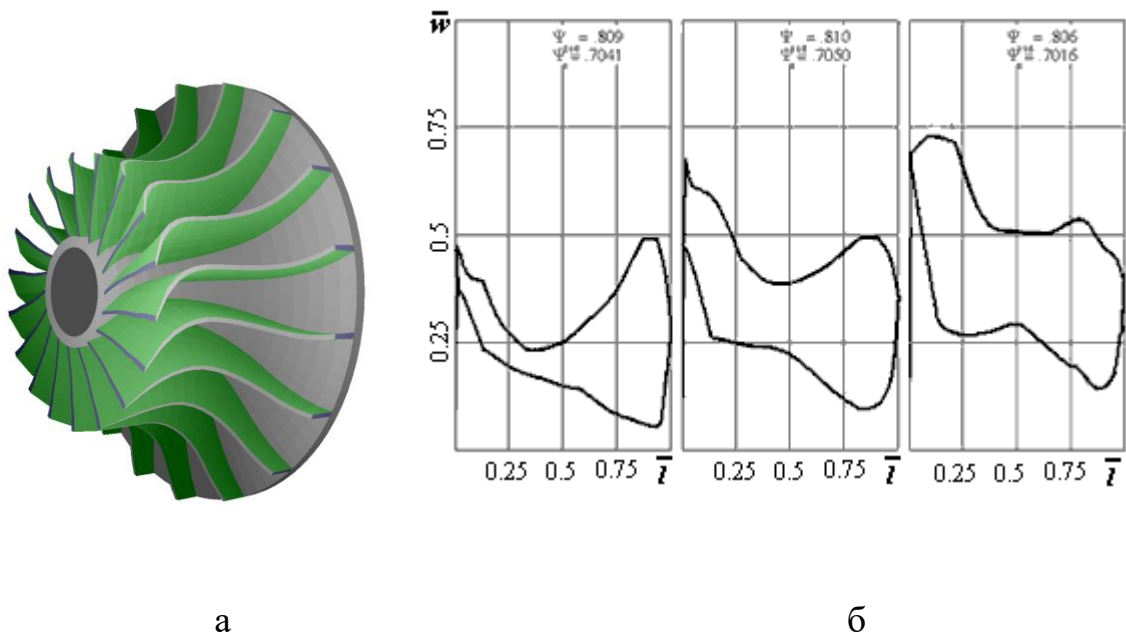


Рис. 4.10.2 а – вид лопаточной решетки полуоткрытого рабочего колеса высоконапорной центробежной ступени традиционной конструкции,  $\pi_{\text{расч}} = 4,2$ ,

б – диаграммы скоростей невязкого потока на лопатках рабочего колеса вблизи основного диска (слева), посередине высоты лопаток и у периферии лопаток (справа)

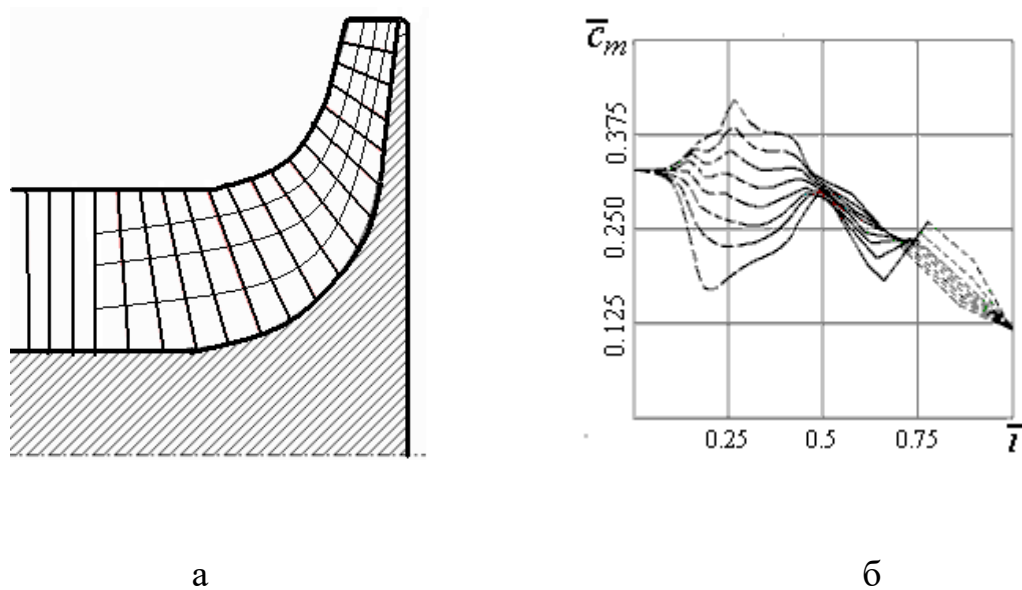


Рис. 4.10.3 а – образующие осесимметричных поверхностей тока и квазиортогонали, б – изменение меридиональных скоростей вдоль ОПТ

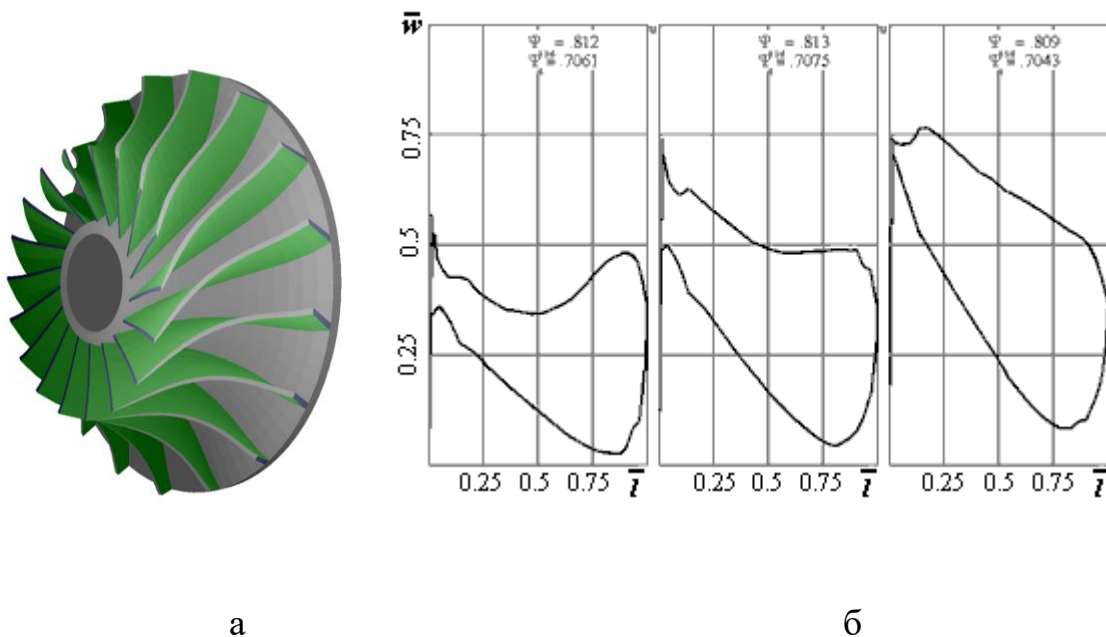


Рис. 4.10.4. Рабочее колесо с полностью пространственными лопатками — альтернатива рабочему колесу на рис. 4.10.2.

а – вид лопаточного аппарата,

б – диаграммы скоростей вблизи основного диска (слева), посередине высоты лопаток и у периферии лопаток (справа)

Диаграммы скоростей на рис. 4.10.3 позволяют сделать следующие суждения о проекте рабочего колеса:

1. Входные кромки по высоте лопаток обтекаются практически безударно, что оптимально для расчетного режима. Незначительные пики скоростей у основного диска и посередине лопатки не имеют большого значения. Если бы обтекание сопровождалось появлением значительных пиков как на рис. 4.7.4, это свидетельствовало бы об обтекании с положительным углом атаки  $i_1 = \beta_{л1} - \beta_1 > 0$ . Для получения максимально возможного КПД на расчетном режиме лопаточные углы следовало бы уменьшить. Обтекание, аналогичное показанному на рис.4.7.6, указало бы на необходимость уменьшить входные углы лопаток.

2. Площадь диаграмм скоростей пропорциональна коэффициенту теоретического напора невязкого потока. Известна эмпирическая поправка, учитывающая влияние вязкости. Рассчитанный коэффициент теоретического напора невязкого потока и ожидаемый коэффициент теоретического напора вязкого потока  $\psi_T = c_{u2} / u_2$  представлены на поле графиков. Если эта величина недостаточна для получения нужного отношения давлений, проектировщику следует увеличить выходной угол и (или) количество лопаток, и наоборот.

3. Диаграмма скоростей вблизи основного диска демонстрирует специфический характер обтекания. Сильное замедление в осевой части лопаток сменяется ускорением потока на задней поверхности в радиальной части, и повторным замедлением в конце (это область разгрузки лопаток, где скорости на обеих поверхностях лопаток должны выровняться на задней кромке). В меньшей степени такой характер проявляется и в средней части лопаток. Считается, что сильное замедление потока в осевой части лопаток приемлемо, так как в начальной части лопаток пограничные слои тонкие, и их отрыв не неизбежен.

При обсуждении результатов проектирования нужно учитывать, что показанное на рис. 4.10.2 и 4.10.3 РК характерно для компрессоров традиционной конструкции, появившихся еще в 1940-е гг. (первая практически примененная конструкция — газотурбинный турбореактивный двигатель «Нин» фирмы Роллс–Ройс для истребителя–перехватчика британских ВВС «Глостер – Метеор», 1943 г.). Нужно иметь в виду, что плоские, непространственные лопатки в радиальной части обеспечивают максимальную прочность рабочего колеса в поле центробежных сил.

Альтернативный вариант РК на рис. 4.10.4 имеет полностью пространственные лопатки. Диаграммы скоростей на рис. 4.10.4 более благоприятные и позволяют рассчитывать на более высокий КПД. Тем не менее, Заказчик принял к реализации проект по рис. 4.10.2, так как расчет напряжений в материале РК варианта по рис. 4.10.4 показал его недостаточную прочность при  $u_2 = 560$  м/с.

В заключение перечислим возможности анализа невязкого квазитрехмерного расчета, использование которых повышает надежность газодинамического проектирования центробежных РК:

1. Отсутствие значительных пиков скоростей на входных кромках указывает на выполнение условия безударного входа. Это позволяет рассчитывать на получение максимального КПД при заданной расчетной производительности.

2. Рассчитанный коэффициент теоретического напора невязкого потока с учетом эмпирической поправки позволяет наиболее точно оценить действительную величину  $\psi_{T \text{ расч}} = c_{u2} / u_2$ ,

3. Анализ характера обтекания в целом позволяет оптимизировать форму лопаток, добиваясь отсутствия ненужных пиков скоростей и контролируя замедление потока вдоль поверхностей лопаток — в пределах, соответствующих газодинамическими соображениями и допускаемыми конструктивными ограничениями.

#### 4.11. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОФИЛЕЙ И РЕШЕТОК

Приемлемый уровень потерь напора в лопаточных решетках может быть получен только при условии правильного выбора формы, как самих решеток, так и составляющих их профилей.

Типичная форма прямого исходного профиля, находящего применение в компрессорных решетках показана на рис. 4.6.1 вверху. Главные геометрические параметрами формы прямого профиля:

– **относительная максимальная толщина**  $\bar{d}_{\max} = d_{\max} / B_{\text{исх}}$ ,

– **относительное расстояние точки максимальной толщины от передней кромки**  $\bar{B}_d = B_d / B_{\text{исх}}$ .

На рис. 4.11.1 совмещены профили трех типов с одинаковой относительной толщиной  $\bar{d}_{\max} = 0,20$  [14]. Большая толщина профилей на рисунке выбрана условно, для большей наглядности сравнения формы. У РК осевых компрессоров толщина увеличивается от периферии к втулке — для приближения к равнопрочности в поле центробежных сил и от изгиба под действием аэродинамической нагрузки. Первичный проектировочный расчет осевых решеток производится на средней высоте лопаток. У ОК типичное значение максимальной толщины на среднем расчетном радиусе обычно равно  $\bar{d}_{\max} = 0,05$ . У периферии лопаток РК она может уменьшаться до 0,02, и увеличиваться у корня до 0,10 - 0,12.

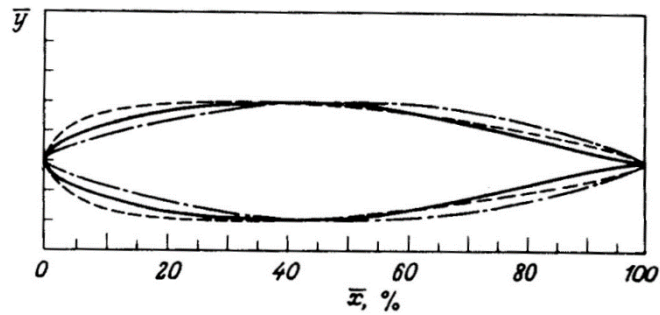


Рис. 4.11.1. Формы трех профилей с относительной толщиной  $\bar{d}_{\max} = 0,20$

Линии: сплошная — НАСА-65, штриховая — С-4, штрих-пунктирная — двухдуговой [14]

У профилей на рис. 4.11.1 относительная толщина расположена на разных расстояниях от входной кромки:

- профили С-4 отработаны для низких чисел Маха. Максимальная толщина приближена к входной кромке  $\bar{B}_d = 0,30$ . Поэтому входная кромка наиболее толстая, что улучшает работу при нерасчетных углах атаки,

- профили НАСА-65 предназначены для более высоких дозвуковых чисел Маха. Максимальная толщина расположена дальше от входной кромки  $\bar{B}_d = 0,40$ . Входная кромка тоньше, что способствует меньшему возмущению набегающего потока,

- двухдуговые профили (DCA по западной терминологии) предназначены для трансзвукового потока – числа Маха около единицы. Их поверхность образована дугами окружности, которые одинаковы у прямого профиля. Максимальная толщина расположена посередине  $\bar{B}_d = 0,50$ . Входная кромка довольно острая, вызывающая наименьшее возмущение потока. Особенности трансзвуковых и сверхзвуковых профилей будут рассмотрены ниже.

Главный параметр изогнутых профилей — это их **угол изогнутости**  $\theta$  — рис. 4.11.2. В диффузорных компрессорных решетках при больших углах изогнутости не удастся получить приемлемый уровень потерь напора из-за чрезмерной нагрузки и излишнего замедления потока. На среднем расчетном радиусе углы изогнутости обычно не превышают  $25^\circ$  —  $35^\circ$ . В силу особенностей кинематики потока у втулки углы изогнутости



больше, на периферии – меньше. Способ выбора оптимальной изогнутости профилей компрессорных решеток (диаграмма номинальных режимов Хауэлла) будет рассмотрен ниже.

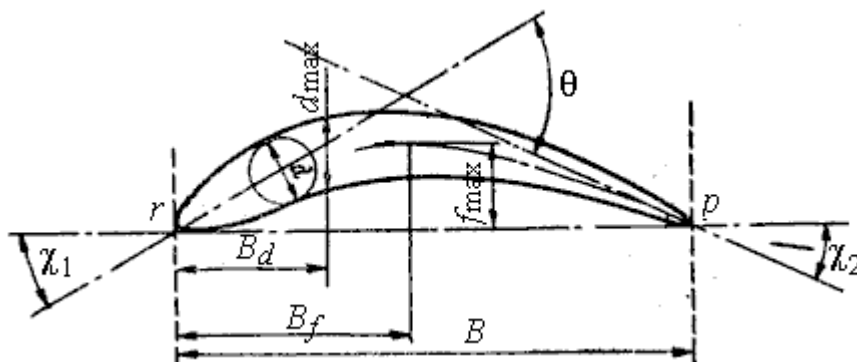


Рис. 4.11.2. Геометрические параметры изогнутого профиля

Следствием изогнутости профиля является появление **максимальной стрелы прогиба**  $f_{\max}$ . Ее относительная величина  $\bar{f}_{\max} = f_{\max} / B$  используется в некоторых эмпирических формулах.

**Положение максимальной стрелы прогиба**  $\bar{B}_f = B_f / B$  зависит от формы средней линии изогнутого профиля. При средней линии в виде дуги окружности  $\bar{B}_f = 0,50$ , при изгибе по параболе максимальная изогнутость приближается к входной кромке. Часто средняя линия образована двумя дугами окружности. При дуге меньшего радиуса от входной точки до точки максимального прогиба  $\bar{B}_f < 0,50$ .

Чем больше кривизна средней линии, тем больше разность давлений на вогнутой и выпуклой поверхностях. При меньших  $\bar{B}_f$  кривизна средней линии увеличивается в начальной части профиля, и возрастает максимальная скорость в начале выпуклой поверхности. Аналогично влияет и утолщение начальной части профиля при меньших значениях  $B_d$ .

На рис. 4.11.3 показано распределение коэффициента давления  $\bar{p} = \frac{P - P_1}{P_1 - P_1^*}$

(разность давлений на профиле и давления перед решеткой отнесена к динамическому давлению на входе) для лопаточных решеток с одинаковыми параметрами, но составленными из трех разных исходных профилей, показанных на рис. 4.11.1. Максимальное разрежение в начале

выпуклой поверхности, что соответствует максимальной скорости, у профиля С-4 с приближенной с входной кромке максимальной толщиной.

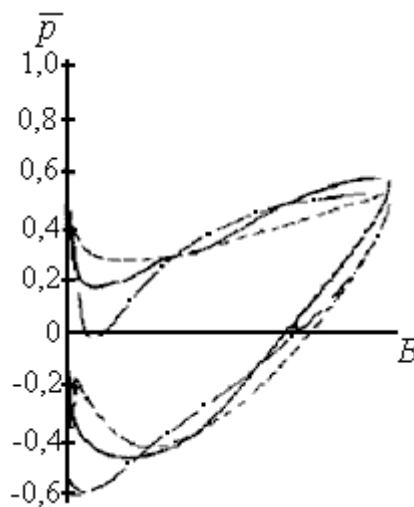


Рис. 4.11.3 Изменение коэффициента давления  $\bar{p} = f(B)$  в решетках, составленных из профилей С-4 с  $B_d=0,30$  (штрих-пунктир), НАСА-65 с  $B_d=0,40$  (сплошные линии) и двухдуговых с  $B_d=0,50$  (штриховые линии) — данные из [14]

Несмотря на очевидное влияние положения максимальной толщины ( $B_d$ ) и максимальной изогнутости ( $B_f$ ), и на то, что ряд испытаний профилей с разной формой средней линии демонстрировал влияние этого геометрического фактора, зарубежные и отечественные специалисты считают роль формы средней профиля вторичной — стр. 204 с подстрочным примечанием редакции в монографии [14]. Подробная информация о профилях семейств НАСА-65 (США) и С-4 (Великобритания) представлена в Приложении в конце этой книги.

Более важными (кроме угла изогнутости) являются геометрические параметры лопаточной решетки в целом — рис. 4.11.4:

– **относительный шаг** для компрессорных решеток рекомендуется выбирать в пределах  $\bar{t} = t/B=0,70-1,0$ . При меньшем относительном шаге возрастают потери напора. Большой относительный шаг уменьшает возможность поворота потока, что равнозначно уменьшению механической работы двигателя, сообщаемой лопатками РК сжимаемому газу. Во многих публикациях вместо относительного шага используется

обратная величина — **густота решетки**  $B/t = 1/\bar{t}$ . Более густые решетки имеют большие коэффициенты потерь,

– **угол установки профиля**  $\beta_B$  - угол между хордой профиля и фронтом решетки - зависит от входного и выходного углов лопатки  $\beta_{л1}, \beta_{л2}$ .

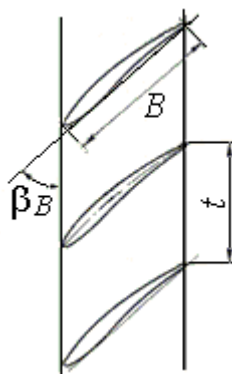


Рис. 4.11.4. Геометрические параметры лопаточной решетки

Известно, что входной угол  $\beta_{л1}$  равен или близок к углу потока на входе в решетку на расчетном режиме. В зависимости от конкретных параметров компрессора и места ступени в проточной части, требуется обеспечить больший, или меньший расход на расчетном режиме. Понятно, что большим расчетным расходам соответствуют лопаточные решетки с большим входным углом лопаток  $\beta_{л1}$ . У таких решеток углы установки  $\beta_B$  больше. Так что при проектировании угол установки  $\beta_B$  не выбирают, а рассчитывают исходя из треугольников скоростей на расчетном режиме. У направляющих аппаратов некоторых типов ступеней угол установки может быть равен  $90^0$ , как на рис. 4.8.1б, минимальные значения  $\beta_B$  для решеток ОК примерно  $20-25^0$ .

#### 4.12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРОФИЛЯ С ПОТОКОМ (ТЕОРЕМА ЖУКОВСКОГО)

Понимание качественного характера взаимодействия профиля с потоком газа позволяет перейти к количественным соотношениям,

используемым в практике расчета и проектирования. Сумма проекций нормальных сил давления и касательных напряжений на направления  $z$  и  $u$  — это составляющие суммарной аэродинамической силы по соответствующим осям (рис. 4.12.1):

$$\vec{R} = \vec{R}_u + \vec{R}_z. \quad (4.12.1)$$

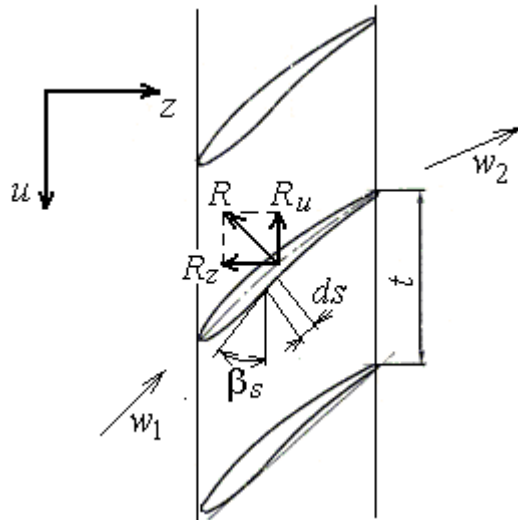


Рис. 4.12.1. Сила воздействия потока на профиль в решетке и ее проекции на оси координат

Составляющие по осям на единицу высоты лопатки:

$$R_u = \int_{sct} pdss\sin\beta_s + \tau ds\cos\beta_s + \int_{prs} pdss\sin\beta_s + \tau ds\cos\beta_s, \quad (4.12.2 \text{ а})$$

$$R_z = \int_{sct} pdscos\beta_s + \tau ds\sin\beta_s + \int_{prs} pdscos\beta_s + \tau ds\sin\beta_s. \quad (4.12.2 \text{ б})$$

Здесь интегралы берутся по выпуклой («sct») и вогнутой («prs») поверхностям профиля,  $ds$  — элементарный отрезок поверхности

профиля,  $\beta_s$  — угол касательной к элементарному отрезку поверхности профиля. Знание силы  $R$  и ее составляющих нужно для:

1. Определения мощности, необходимой для вращения рабочего колеса и передаваемой газовому потоку — проекция  $R_u$ :

$$N_T = \omega M_z = \omega z \int_{r_{em}}^{r_{нар}} R_u dl \times r, \quad (4.12.3)$$

где  $dl = dr$  — элементарная высота лопатки между наружным и втулочным радиусами ( $l = r_{нар} - r_{em}$ ),  $z$  — число лопаток рабочего колеса.

2. Определения величины осевого усилия, действующего на ротор — проекция  $R_z$  создает суммарную осевую силу, действующую на лопатки РК:

$$F_z = z \int_{r_{em}}^{r_{нар}} R_z dl. \quad (4.12.4)$$

Осевые усилия, действующие на ротор ОК, очень большие. Их воспринимает упорный подшипник, являющийся одним из проблемных элементов конструкции. Точный расчет осевого усилия важен для обеспечения надежной работы компрессора.

3. Определения изгибных напряжений лопаток рабочего колеса под действием суммарной силы  $R$ . Изгибные напряжения соизмеримы с нагрузкой от поля центробежных сил и вместе с ними определяют надежность и долговечность ОК.

Рассматриваемые ниже результаты испытания элементарных решеток в аэродинамических трубах показывают, что по сравнению с силами давления силы трения газа о поверхность невелики, имея порядок 1–2%. В инженерных расчетах такими малыми величинами допустимо пренебрегать, тогда:

$$\vec{P} = \vec{P}_u + \vec{P}_z, \quad (4.12.5)$$

$$P_u = \int_{sct} pdssin\beta_s + \int_{prs} pdssin\beta_s, \quad (4.12.6 \text{ а})$$

$$P_z = \int_{sct} pds \cos \beta_s + \int_{prs} pds \cos \beta_s, \quad (4.12.6 \text{ б})$$

где буквой  $P$  обозначена сила и ее составляющие, действующие на профиль в невязком потоке.

**Определение циркуляции скорости потока по параметрам потока перед решеткой и после решетки.** Измерение или расчет распределения давлений по поверхности профилей позволяет воспользоваться приведенными выше формулами для расчета силы взаимодействия потока с профилем лопатки. В инженерных расчетах удобнее пользоваться теоремой Жуковского, которая связывает эту силу с легко определяемыми потоком параметрами перед решеткой, и за решеткой. Для ее вывода свяжем сначала с этими параметрами циркуляцию скорости на профиле.

Согласно положениям аэродинамики циркуляция скорости на профиле в потенциальном потоке равна циркуляции потока по любому контуру, охватывающему профиль – рис. 4.12.2.

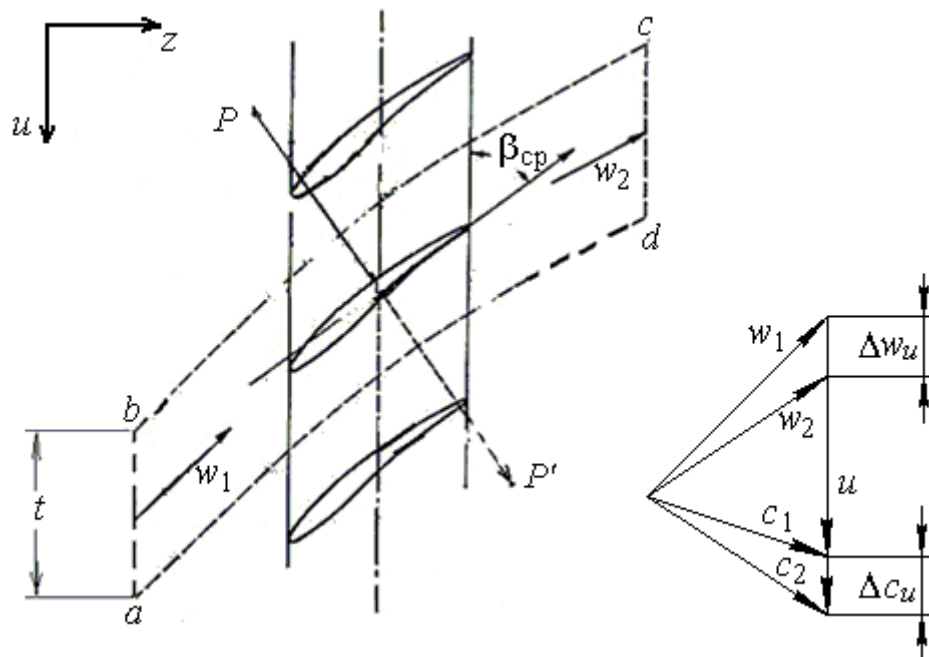


Рис. 4.12.2. Силы взаимодействия профиля с невязким потоком

На рис. 4.12.2 контур  $abcd$  выбран таким образом, чтобы циркуляцию скорости по нему можно было связать с векторами скоростей  $\vec{w}_1$  и  $\vec{w}_2$  перед и после решетки:

– отрезки  $ab$  и  $cd$  расположены в направлении  $u$ , равны шагу решетки  $t$  и удалены от решетки на достаточное расстояние, чтобы можно было считать параметры потока одинаковыми по направлению  $u$  (т.е. описанный выше процесс перестройки потока под действием нагрузки лопаток был практически незаметен),

– отрезки  $bc$  и  $da$  совпадают со средними линиями соседних каналов.

При обходе контура по часовой стрелке циркуляция скорости по контуру, и по находящемуся в нем профилю равна  $\Gamma_{\text{проф}} = \Gamma_{abcd} = \Gamma_{ab} + \Gamma_{bc} + \Gamma_{cd} + \Gamma_{da}$ . Так как вдоль участков контура  $bc$  и  $da$  скорости одинаковы, но направления обхода противоположны, то  $\Gamma_{bc} = -\Gamma_{da}$  и:

$$\Gamma_{abcd} = \Gamma_{ab} + \Gamma_{cd} = t|w_{u1}| - t|w_{u2}| = t(|w_{u1}| - |w_{u2}|), \quad (4.12.7)$$

Относительно знаков в уравнении (4.12.7) отметим следующее:

– окружные составляющие относительной скорости  $w$  направлены против направления вращения, т.е. они отрицательны. По традиции при выводе использованы их абсолютные значения,

– циркуляция на отрезке  $ab$ , равная  $\Gamma_{ab} = t|w_{u1}|$  — положительна, так как направление обхода контура от точки  $a$  к точке  $b$  совпадает с направлением  $w_{u1}$ . При обходе контура от точки  $c$  к точке  $d$  направление обхода противоположно направлению  $w_{u2}$ , т.е. на этом отрезке циркуляция отрицательная.

Из совмещенных треугольников скоростей на рис. 4.12.2 очевидно, что поскольку  $|w_{u1}| - |w_{u2}| = |\Delta w_u| = c_{u2} - c_{u1}$ , то:

$$\Gamma = t(|w_{u1}| - |w_{u2}|) = t(w_{u2} - w_{u1}) = t(c_{u2} - c_{u1}), \quad (4.12.8)$$

где  $w_{u2}$  и  $w_{u1}$  - отрицательные величины.

Итак, циркуляция скорости по профилю в решетке равна **разности окружных составляющих относительной скорости перед и за решеткой, или окружных составляющих абсолютной скорости за и перед решеткой, умноженных на шаг решетки (расстояние между лопатками).**

**Теорема Жуковского для невязкого обтекания.** На схеме рис. 4.12.3 использован тот же контур  $abcd$ , что и на рис. 4.12.2.

Сила  $P$  — это результирующая сила давления на профиль единичной высоты, называемая **подъемной силой**. Теорема Жуковского определяет ее через две ее составляющие  $P_u$  и  $P_z$ . На рисунке показаны их реакции,  $P'$ ,  $P'_u$ ,  $P'_z$  действующие со стороны профиля на газ, равные по величине и противоположные по направлению.

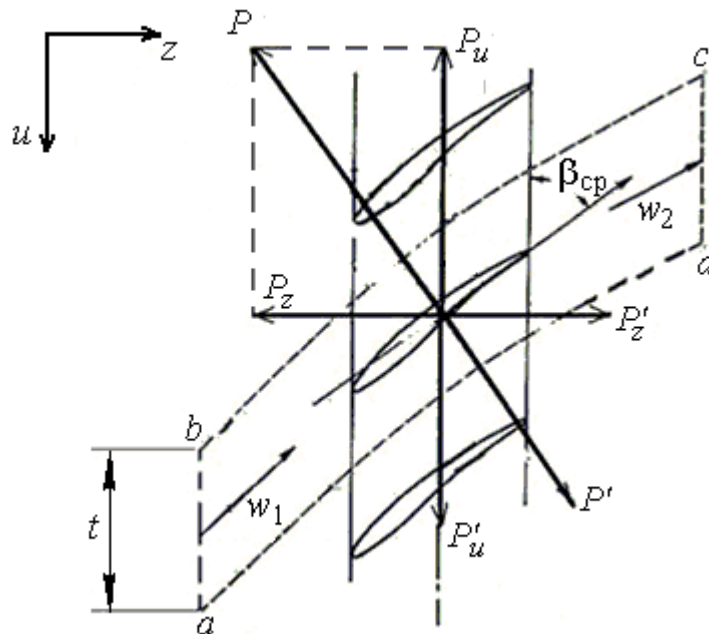


Рис. 4.12.3. Схема к выводу теоремы Жуковского и к определению силы  $P$

Для вывода теоремы Жуковского используется **теорема Эйлера** об изменении количества движения. В данном случае ее можно



сформулировать так: **изменение количества движения газа, проходящего через контур  $abcd$  равно сумме сил давления на границы контура и силы, действующий на газ со стороны профиля.**

Элементы контура  $bc$  и  $da$  проведены по линиям тока, проходящим по серединам соседних каналов. Поэтому расход газа через них отсутствует, а силы давления на элементы  $bc$  и  $da$  равны по величине и противоположны по знаку. Следовательно, проекции этих сил в направлении осей  $u$  и  $z$  равны нулю.

Применив теорему изменения количества движения к газу при перемещении от сечения  $a-b$  к сечению  $c-d$ , получим следующие выражения:

$$\bar{m}(w_{u2} - w_{u1}) = P'_u, \quad (4.12.9 \text{ а})$$

$$\bar{m}(w_{z2} - w_{z1}) = P'_z + (p_1 - p_2)t = 0, \quad (4.12.9 \text{ б})$$

С учетом того, что  $\bar{m} = \rho w_z t$  имеем  $P'_u = -P'_u = -\rho w_z t(w_{u2} - w_{u1})$ , и так как  $t(w_{u2} - w_{u1}) = \Gamma$ , то:

$$P'_u = -\rho \Gamma w_z. \quad (4.12.10 \text{ а})$$

Очевидно, что составляющая силы, действующая на профиль в направлении  $u$  отрицательна, так как направлена против направления вращения РК.

Для расчета осевой составляющей силы, действующей на профиль, в уравнении (4.12.9 б) нужно заменить разность давлений через разность скоростей, для чего следует использовать уравнение Бернулли. Рассматривая обтекание в относительном движении, следует считать решетку неподвижной, в которой механическая энергия не подводится, т.е. теоретический напор равен нулю. В невязком потоке отсутствует потерянный напор, поэтому уравнение Бернулли в данном случае предстанет в виде

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0. \quad \text{Так как } w^2 = w_u^2 + w_z^2, \quad \text{и } w_{z2} = w_{z1} \quad \text{то:}$$

$p_2 - p_1 = \rho \frac{w_{u1}^2 - w_{u2}^2}{2} = \rho (w_{u1} - w_{u2}) w_{ucp}$ , где  $w_{ucp} = \frac{w_{u2} + w_{u1}}{2}$  — среднеарифметическая составляющая окружной скорости.

Так как  $P_z = -P'_z$  из формулы (4.12.9б) следует, что  $P_z = -t(p_2 - p_1) = -\rho t (w_{u1} - w_{u2}) w_{ucp}$ , тогда:

$$P_z = \rho \Gamma w_{ucp}, \quad (4.12.10 \text{ б})$$

где  $w_{ucp} = \frac{w_{u2} + w_{u1}}{2} < 0$ , т.е. направленная навстречу движению газа сила  $P_z$  — отрицательная.

Суммарная сила давления газа на профиль единичной высоты в прямой решетке равна  $P = \sqrt{P_u^2 + P_z^2} = \rho \Gamma \sqrt{w_z^2 + \frac{w_{u1} + w_{u2}}{2}}$ , или:

$$P = \rho \Gamma w_{cp}, \quad (4.12.11)$$

где средневекторная скорость  $w_{cp}$  — это скорость с составляющими  $w_z$  и  $w_{ucp} = \frac{w_{u1} + w_{u2}}{2}$ , т.е.  $w_{cp} = \sqrt{\left(\frac{w_{u1} + w_{u2}}{2}\right)^2 + w_z^2}$ .

Направление силы  $\vec{P}$  перпендикулярно скорости  $\vec{w}_{cp}$ , что вытекает из соотношений:

$$\operatorname{tg} \beta_{cp} = \frac{|w_z|}{|w_{ucp}|} = \frac{\rho \Gamma |w_z|}{\rho \Gamma |w_{ucp}|} = \frac{|P_u|}{|P_z|}. \quad (4.12.12)$$

Уравнения (4.12.11) и (4.12.12) являются математическим выражением теоремы Жуковского о подъемной силе для лопатки в решетке: **подъемная сила  $P$ , с которой поток действует на лопатку единичной длины, равна**

произведению плотности газа  $\rho$ , циркуляции скорости на профиле  $\Gamma$  и средней векторной скорости  $w_{cp}$ ; направление вектора силы  $R$  определяется поворотом вектора скорости  $w_{cp}$  на  $90^\circ$  в сторону, противоположную направлению циркуляции (при  $\Gamma > 0$  направление циркуляции совпадает с направлением обхода).

Теорема Жуковского относится, в равной мере, как к неподвижной, так и к вращающейся решетке.

**Учет сжимаемости газа.** Для случая обтекания решетки сжимаемым газом под плотностью в формуле (4.12.10) следует понимать среднюю арифметическую величину  $\rho_{cp} = (\rho_1 + \rho_2)/2$  или среднюю гармоническую  $\rho'_{cp} = 2\rho_1\rho_2/(\rho_1 + \rho_2)$  [18].

**Теорема Жуковского для вязкого обтекания.** В случае вязкого обтекания для окружной и осевой составляющих силы действия лопатки на поток дают выражения, аналогичные полученным выше для невязкого потока:

$$\bar{m}(w_{u2} - w_{u1}) = R'_u, \quad (4.12.13 \text{ а})$$

$$\bar{m}(w_{z2} - w_{z1}) = R'_z + (p_1 - p_2)t = 0. \quad (4.12.13 \text{ б})$$

Из формулы (4.12.13 а):

$$R_u = -R'_u = \rho t w_z (w_{u2} - w_{u1}) = -\rho \Gamma w_z. \quad (4.12.13 \text{ в})$$

Формула (4.12.13 в) аналогична формуле (4.12.10 а) для проекции силы  $P_u$  при невязком обтекании. Сравнить силы взаимодействия потока с профилем принято при условии  $P_u = R_u$ . То есть, анализируя реальное вязкое течение, следует сравнивать его с таким невязким течением, у которого такие же скорости потока на входе и выходе решетки, в частности, одинаковые  $w_{u1}$  и  $w_{u2}$ .

Влияние вязкости на осевую проекцию силы проявляется в том, что приращение давления в решетке меньше изменения динамического давления на величину потерь:

$$p_2 - p_1 = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - \Delta p_w. \quad (4.12.14)$$

Тогда из  $R_z = -R'_z = -t(p_2 - p_1) = -\rho t(w_{u1} - w_{u2})w_{ucp} + \Delta p_w t$ , т.е.

$$R_z = \rho \Gamma w_{ucp} + \Delta p_w t = P_z + R'. \quad (4.12.15)$$

Напомним, что сила  $P_z$  направлена от выхода к входу решетки, т.е. она отрицательная ( $w_{ucp} < 0$ ). Сила от потери давления  $R'$  направлена в сторону движения, т.е. положительная. Так как из-за вязкости приращение давления в реальной решетке меньше, то  $|R_z| < |P_z|$ .

Сила взаимодействия потока при вязком обтекании равна  $\vec{R} = \vec{P}_u + \vec{R}_z = \vec{P}_u + \vec{P}_z + \vec{R}'$ , т.е.

$$\vec{R} = \vec{P} + \vec{R}', \quad (4.12.16)$$

где  $\vec{R} < 0$ ,  $\vec{P} < 0$ ,  $\vec{R}' > 0$ .

Графически силы взаимодействия потока и профиля представлены на рис. 4.12.4. Сила  $R$  взаимодействия потока вязкого газа с профилем решетки можно представить как сумму силы Жуковского  $P$  и силы сопротивления  $R' = \Delta p_w t$ , равной произведению потерянному в решетке давлению на шаг решетки, и направленной по оси  $z$ .

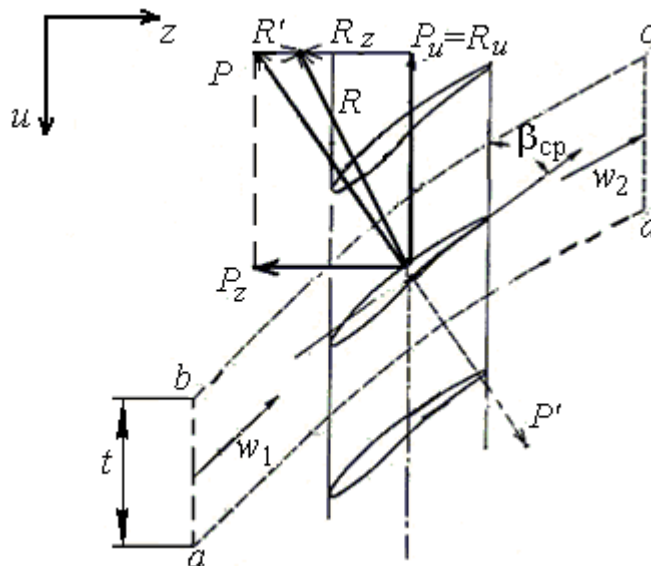


Рис. 4.12.4. Схема к определению силы взаимодействия потока вязкого газа с профилем решетки

Рассмотренные выше формулы для определения циркуляции скорости и сил взаимодействия профиля с потоком используются в газодинамических и прочностных расчетах. Они применяются при обработке результатов испытания плоских решеток в аэродинамических трубах. Учет влияния вязкости (потеря давления  $\Delta p_w$ ) производится по результатам этих испытаний.

#### 4.13. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ. КПД ДИФфуЗОРНОЙ РЕШЕТКИ

**Аэродинамические коэффициенты.** Аэродинамические коэффициенты используются для представления сил взаимодействия решетки профилей с потоком в безразмерном виде. Так как главная составляющая аэродинамических вызывается разностью давлений на поверхности профилей, то эти силы логично представить как произведение давления на характерную площадь. В качестве характерной площади принято использовать однозначно и легко определяемую величину  $S = B \times l$ , или применительно к плоской решетке  $S = B \times 1m$ . За характерное давление принимают скоростной напор  $q = \frac{1}{2} \rho w_{cp}^2$ . Тогда полная сила взаимодействия потока с профилем решетки выразится формулой  $R = c_R \rho \frac{w_{cp}^2}{2} S$ , где  $c_R$  — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом полной аэродинамической силы. Величина  $c_R$

зависит от формы профиля, угла его установки в решетке  $\beta_B$ , шага  $t$ , угла атаки  $i$  и других параметров решетки. В соответствии с теорией подобия скорость потока, давление, температура и физические свойства газа оказывают влияние через безразмерные критерии подобия  $M = \frac{w}{\sqrt{kRT}}$ ,

$$k = C_p / C_w, \text{ Re} = \frac{wB}{\mu} \rho.$$

Силу  $\vec{R}$  удобно представить как сумму двух составляющих:

- подъемной силы  $\vec{R}_a$ , перпендикулярной средневекторной скорости  $\vec{w}_{cp}$ ,
- профильного сопротивления, совпадающего с направлением скорости  $\vec{w}_{cp}$ .

В этом случае составляющие  $R_a$  и  $R_w$  представляются для лопатки единичной высоты в виде:

$$R_a = c_a \rho \frac{w_{cp}^2}{2} B, \quad R_w = c_w \rho \frac{w_{cp}^2}{2} B, \quad (4.13.1)$$

где  $c_a$  — коэффициент подъемной силы;  $c_w$  — коэффициент профильного сопротивления.

**Качеством профиля** называется соотношение аэродинамических коэффициентов  $\frac{c_a}{c_w}$ . Величина, обратная качеству профиля, это так

называемый **коэффициент скольжения**  $\mu = \frac{c_w}{c_a}$ . Коэффициент скольжения равен тангенсу угла между силой сопротивления  $\vec{R}_w$  и подъемной силой  $\vec{R}_a$ .

Связь аэродинамических коэффициентов с основными параметрами решетки определяется следующими соотношениями. Сила, действующая на единицу длины лопатки в направлении оси  $u$  можно представить так (рис. 4.13.1):

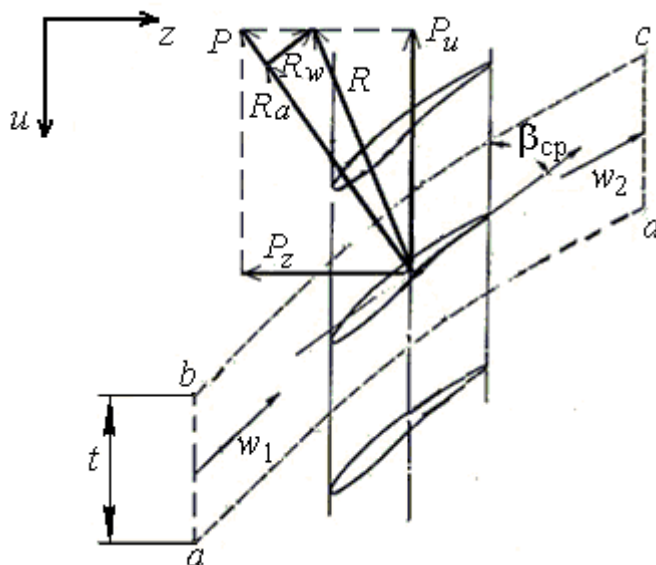


Рис. 4.13.1. Схема к определению связи аэродинамических коэффициентов с параметрами потока

$$R_u = P \sin \beta_{cp} = R_a \sin \beta_{cp} + R_w \cos \beta_{cp}. \quad (4.13.2)$$

Подставляя значения  $R_u$ ,  $P$ ,  $R_a$  и  $R_w$  из выше приведенных формул (4.12.12в), (4.13.1):

$$\rho \Gamma w_z = c_a \rho \frac{w_{cp}^2}{2} B \sin \beta_{cp} + c_w \rho \frac{w_{cp}^2}{2} B \cos \beta_{cp}. \quad (4.13.3)$$

В формуле (4.13.3) принято пренебрегать последним слагаемым в силу его малости, и так как  $w_{cp}/w_z = 1/\sin \beta_{cp}$ , связь циркуляции с коэффициентом подъемной силы устанавливает следующее соотношение:

$$\Gamma = \frac{1}{2} c_a B w_{cp}. \quad (4.13.4 \text{ а})$$

Так как  $\Gamma = t(w_{u2} - w_{u1}) = t w_z \left( \frac{|w_{u1} - w_{u2}|}{w_z} \right)$ , то циркуляцию скорости можно связать с направлением потока:

$$\Gamma = t w_z (ctg \beta_1 - ctg \beta_2), \quad (4.13.4 \text{ б})$$

а коэффициент подъемной силы связать с безразмерными соотношениями:

$$c_a = 2 \frac{t}{B} (ctg \beta_1 - ctg \beta_2) \sin \beta_{cp}. \quad (4.13.5)$$

При обработке испытаний плоских решеток в аэродинамических трубах углы потока перед решеткой и за решеткой измеряются, что позволяет определить коэффициент подъемной силы. При газодинамических расчетах входящие в правую часть этого уравнения величины известны, что позволяет рассчитать подъемную силу и соответствующие изгибные напряжения в корневом сечении лопатки.

**КПД решетки.** КПД диффузорной решетки зависит от соотношения коэффициентов силы сопротивления и подъемной силы.

Формула для КПД любого диффузора вытекает из уравнения Бернулли  $h_T = h_p + h_d + h_w$ . Так как рассматривается течение в относительном движении, то подводимая механическая работа не участвует в уравнении,  $h_T = 0$ , и поэтому для решетки РК КПД аналогичен КПД любого неподвижного диффузора, в котором затраченная работа – это уменьшение кинетической энергии газа  $0,5(w_1^2 - w_2^2) = -h_d$ :

$$\eta_d = \frac{h_p}{-h_d} = \frac{-h_d - h_w}{-h_d} = 1 - \frac{2h_w}{w_1^2 - w_2^2}. \quad (4.13.6)$$

Для того чтобы связать КПД диффузорной решетки с аэродинамическими коэффициентами, представим его в виде отношения



фактического прироста давления к приросту давления в идеальном газе при одних и тех же значениях скорости  $w_1$  и  $w_2$ . Тогда КПД диффузорной решетки при относительно малых скоростях течения газа с  $\rho \approx const$  будет равен

$$\eta_{p0} = \frac{h_p}{-h_d} = \frac{h_p}{h_p + h_w} = \frac{\frac{p_2 - p_1}{\rho}}{\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \Delta p_w / \rho} = \frac{(p_2 - p_1)t}{(p_2 - p_1)t + \Delta p_w t} = \frac{R_z}{R_z + R'}, \text{ или}$$

$$\eta_{p0} = \frac{R_z}{P_z}. \quad (4.13.7)$$

Схема на рис. 4.13.1 поясняет, как формулу (4.13.7) можно преобразовать, введя туда значения аэродинамических коэффициентов:  $P_z = P_u \operatorname{ctg} \beta = (R_a \sin \beta + R_w \cos \beta) \operatorname{ctg} \beta$ ,  $R_z = R_a \cos \beta - R_w \sin \beta$ . Следовательно,  $\eta_{p0} = \frac{R_a \cos \beta - R_w \sin \beta}{(R_a \sin \beta + R_w \cos \beta) \operatorname{ctg} \beta}$  и КПД диффузорной решетки предстанет в виде:

$$\eta_{p.0} = \frac{1 - \frac{c_w}{c_a} \operatorname{tg} \beta_{cp}}{1 + \frac{c_w}{c_a} \operatorname{tg} \beta_{cp}} = \frac{1 - \mu \times \operatorname{tg} \beta_{cp}}{1 + \mu \times \operatorname{ctg} \beta_{cp}}. \quad (4.13.8)$$

Из формулы следует, что при  $\mu = \frac{c_w}{c_a} = \operatorname{ctg} \beta_{cp}$  КПД диффузорной решетки равен нулю. Это означает, что угол установки настолько велик, что незначительное замедление потока полностью идет на преодоление сопротивления движению. В этом случае прирост давления в решетке отсутствует. При больших углах установки, когда решетка главным образом отклоняет поток, не создавая заметного приращения давления, применение формулы (4.13.8) не оправдано. В этом случае в качестве безразмерного критерия применяется коэффициент потерь, который удобно использовать при расчете решеток любой формы — диффузорных, или только отклоняющих поток:

$$\zeta = \frac{h_w}{\frac{w_1^2}{2}}. \quad (4.13.9)$$

#### 4.14. ОСНОВЫ МЕТОДИКИ ИСПЫТАНИЙ ПЛОСКИХ РЕШЕТОК В АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРУБАХ

Знание коэффициентов сопротивления и подъемной силы конкретного профиля или конкретной решетки в разных условиях работы достаточно для решения широкого круга задач расчета и проектирования. Вязкий сжимаемый двухмерный поток, обтекающий профиль или решетку единичной высоты корректно моделируется современными численными методами расчета. Однако потребность в точном определении аэродинамических характеристик крыльев самолетов, лопаточных решеток турбомашин и т.п. возникла еще на рубеже 19–20 вв., задолго до появления мощной вычислительной техники. Исследовательские и прикладные задачи решались на экспериментальной основе. Тому, что именно экспериментальные данные по характеристикам плоских решеток положены в основу теории осевых турбомашин, способствовало два обстоятельства:

- условия равновесия газовых частиц на цилиндрической поверхности тока в реальной ступени ОК идентичны условиям равновесия газовых частиц в плоской неподвижной решетке. Это позволяет моделировать реальные аэродинамические характеристики испытанием решеток в аэродинамических трубах: неподвижные решетки обдуваются потоком воздуха (газа), создаваемого вентилятором или компрессором. Заметим, что движение газа в РК центробежной ступени не моделируются в неподвижных моделях. Необходимые экспериментальные данные получают при испытании моделей ступеней с вращающимися рабочими колесами,

- исследования показали, что аэродинамические характеристики профилей и решеток зависят от ограниченного количества их геометрических параметров. Для плоских компрессорных решеток это относительный шаг  $t/B$  (густота  $B/t$ ), выходной лопаточный угол  $\beta_{л2}$ , угол изогнутости средней линии  $\theta = \beta_{л2} - \beta_{л1}$ . Форма изогнутости средней линии и форма профиля имеют второстепенное значение. Относительная толщина профиля оказывает влияние при относительно высоких числах Маха.

В результате ограниченности параметров, определяющих форму решеток, объем исчерпывающей информации хотя и велик, но не беспределен (как в случае проточной части центробежных ступеней, например). Такая

информация накоплена, в основном, в период 1930–1960 гг., обобщена и представлена в виде, удобном для практических расчетов и проектирования.

На рис. 4.14.1 показана схема рабочей части аэродинамической трубы кафедры турбинных двигателей и установок СПбГПУ для продувки плоских решеток при малых скоростях. Воздух от вентилятора поступает в рабочую часть справа и, обтекая плоскую решетку, выходит в атмосферу. Решетка установлена на поворотном столе. Перед испытанием ее нужно установить под углом, соответствующим нужному углу атаки. Показанные в нижней части рисунка выдвижные стенки замыкают рабочую часть трубы при любом угле установки решетки.

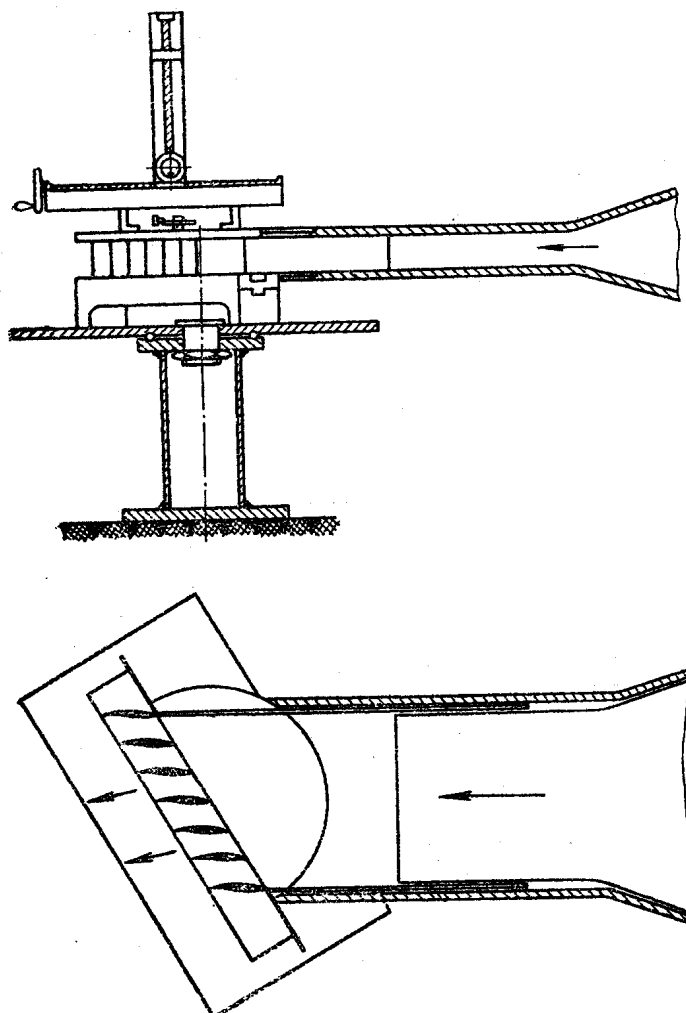


Рис. 4.14.1. Схема рабочей части аэродинамической трубы для продувки плоских решеток при малых скоростях. Вверху — вертикальный разрез, внизу — горизонтальный разрез

Аэродинамические характеристики решетки представляются в виде  $c_a, c_w = f(i)$  или  $\varepsilon = \beta_2 - \beta_1, c_w = f(i)$ . Для их определения должны быть измерены:

– барометрическое давление  $p_a$ ;

– полная температура потока перед решеткой  $T_1^* = T^*$  – ее принимают одинаковой во всей области течения в виду отсутствия подвода или отвода механической энергии в неподвижной решетке, и пренебрежимо малой величиной теплообмена с окружающей средой. Заметим, что  $T_1^* > T_a$ , так как в вентиляторе, подающему воздух в рабочую часть трубы, подведена механическая работа;

– статическое и полное давление перед решеткой  $p_1, p_1^*$ ;

– полное давление за решеткой  $p_2^*$ ;

– направление потока за решеткой – угол  $\alpha_2$  (направление потока перед решеткой – угол  $\alpha_1$  – определяется углом установки решетки на поворотном столе).

Барометрическое давление измеряется точным барометром. Для измерения полной температуры используются термопары в специальных приемниках. Например, в приемник полного давления на рис. 4.14.2 б можно установить спай термопары, где он зафиксирует температуру торможения. При небольших скоростях можно использовать ртутные лабораторные термометры с ценой деления  $0,1^\circ\text{C}$ , вводя поправку на то, что регистрируемая температура — средняя между полной и статической температурами.

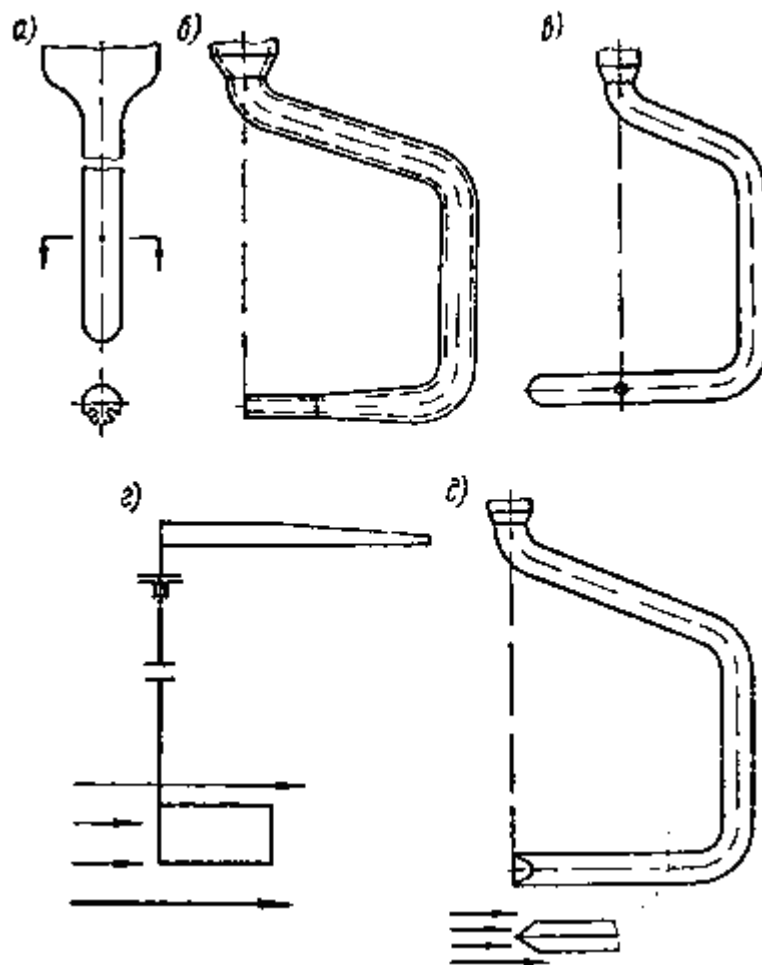


Рис. 4.14.2. Приборы для аэродинамических измерений: а) – трехканальный зонд, б) – трубка полного давления, в) – трубка статического давления, г) – флажковый угломер, д) – аэродинамический угломер [7]

Показанные на рис. 4.14.2 приемники давления устанавливаются в так называемых координатниках. В самом общем случае эти устройства позволяют перемещать приемники в направлении трех осей координат и поворачивать вокруг оси.

При измерениях в средней по высоте лопаточной решетке плоскости необходимости в вертикальном перемещении нет. Если нужно изучить структуру потока перед решеткой и за ней, то приемники нужно перемещать параллельно фронту решетки на нужном от решетки расстоянии. Если речь идет об определении суммарных характеристик решетки  $c_a$ ,  $\varepsilon$ ,  $c_w$  то приборы следует установить на некотором удалении от решетки: на входе до того, как появится заметная перестройка потока, на выходе после практического выравнивания следов за лопатками. В этом случае в принципе достаточно

измерить параметры в одной точке перед решеткой, и в одной точке за ней. Однако для контроля лучше регистрировать параметры в нескольких точках.

Показанная на рис. 4.14.2 плоскость отверстий трехканального зонда совпадает с плоскостью течения. Дренажные трубки соединяют отверстия на поверхности обтекаемого воздухом цилиндра с регистрирующим прибором. Классическое решение — жидкостный  $U$  — образный или батарейный манометр. Сейчас применяются и электронные устройства. Поворотом зонда вокруг оси следует добиться равенства давления в боковых отверстиях. Это означает, что ось центрального отверстия направлена по потоку, и оно совпадает с передней критической точкой. Таким образом, соединенный с центральным отверстием манометр регистрирует полное давление  $p^*$ , а по имеющемуся у координатника лимбу фиксируется направление потока. Боковые отверстия расположены в тех точках по окружности цилиндра, где давление на его поверхности равно статическому давлению. Обтекание цилиндра хорошо изучено, поэтому равенство давления в боковых отверстиях одновременно обозначает, что оно равно статическому.

Таким образом, измерения цилиндрическим зондом в принципе дает всю информацию, нужную для расчета аэродинамической характеристики решетки (известно, что пневмометрический способ измерения скорости — это измерение динамического давления  $q = \rho \frac{c^2}{2} = p^* - p$ ). Однако по некоторым практическим соображениям иногда нужно использовать приборы, измеряющие по отдельности полное и статическое давления и направление потока.

Устройство трубки полного давления (ТПД) — рис. 4.14.2 б очевидно. Поворотом приемника вокруг оси нужно добиться максимального давления, что указывает на совпадение обращенного навстречу потоку отверстия с передней критической точкой.

Так как ТПД обладает некоторой нечувствительностью к углу установки, направление потока лучше определять с помощью механического флажкового угломера — рис. 4.14.2 г, или аэродинамического угломера — рис. 4.14.2 д. Его приемная часть представляет собой две параллельные трубки со скошенными срезами. Направление потока определяется по равенству давлений в двух трубках.

Приемник статического давления — рис. 4.14.2 в — имеет боковое отверстие на цилиндре, ось которого должна совпадать с направлением скорости потока.

Обработка результатов испытаний при условии  $\rho \approx const = \frac{P_a}{RT_a}$  совсем проста. Скорости потока на входе и выходе решетки из выражения для динамического давления  $q = \rho \frac{c^2}{2} = p^* - p$ :

$$c_1 = \sqrt{\frac{2(p_1^* - p_1)}{\rho}}, \quad c_2 = \sqrt{\frac{2(p_2^* - p_a)}{\rho}}. \quad (4.14.1)$$

Средневекторная скорость и ее направление:

$$c_{cp} = \sqrt{(c_1 \sin \alpha_1)^2 + \left(\frac{c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2}{2}\right)^2},$$

$$\alpha_{cp} = \operatorname{arctg} \frac{c_1 \sin \alpha_1}{\frac{c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2}{2}}. \quad (4.14.2)$$

Этой информации достаточно для расчета коэффициента подъемной силы по формуле (4.13.5):  $c_a = 2 \frac{t}{B} (ctg \alpha_1 - ctg \alpha_2) \sin \alpha_{cp}$ .

Сила сопротивления в направлении оси  $z$  равна  $R' = \Delta p_w t$ , а в направлении средневекторной скорости  $R_w = R' \sin \beta_{cp}$ . Коэффициент силы сопротивления:

$$C_w = \frac{(p_1^* - p_2^*) \sin \beta_{cp}}{\rho \frac{c_{cp}^2}{2}} \frac{t}{B}. \quad (4.14.4)$$

Заметное изменение плотности газа в решетке происходит при  $M_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{kRT}} > 0,25 - 0,35$ . Тогда для обработки результатов измерений следует использовать строгие газодинамические соотношения. Уместно

отметить, что сама методика испытаний выглядит сложнее. Сопровождающие продувку решеток с высокими скоростями большая энергия потока и шум исключают применение аэродинамической трубы с открытой схемой (как на рис. 4.14.1), когда воздух выходит непосредственно в машинный зал. Высокоскоростные аэродинамические трубы — сложные и мощные технические устройства. Например, аэродинамическая труба той же кафедры турбинных и двигательных установок СПбГПУ для сверхзвуковых испытаний турбинных решеток снабжена центробежным компрессором мощностью 1500 кВт, развивающим избыточное давление 0,8 МПа, и сложной электронной системой регистрации и обработки измерений.

Измерение параметров потока перед и за изолированным профилем не может дать информации о его подъемной силе и силе сопротивления, так как профиль оказывает только местное воздействие на поток. Профили устанавливаются на специальные аэродинамические весы, которые измеряют аэродинамическую нагрузку по двум осям координат, чего достаточно для определения аэродинамических коэффициентов  $c_a$  и  $c_w$ .

#### 4.15. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОФИЛЯ И РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ

Проведенный выше анализ характера обтекания профилей и решеток показал, что на характер обтекания, а стало быть, и на аэродинамические коэффициенты, решающее влияние оказывает направление натекающего потока. Поэтому **аэродинамические характеристики профилей – это зависимости аэродинамических коэффициентов  $c_a$  и  $c_w$  от угла атаки**. Для изолированных профилей угол атаки  $\alpha$  – это угол между хордой профиля и направлением потока на бесконечности  $w_\infty$ . Угол  $\alpha$  положительный, когда натекающий поток направлен со стороны вогнутой поверхности. Для решетки профилей угол атаки отсчитывается от направления входной кромки  $i = \beta_{n1} - \beta_1$ :

$$c_a, c_w = f(\alpha), \quad c_a, c_w = f(i) \quad (4.15.1)$$

при  $k = idem$ ,  $M = idem$ ,  $Re = idem$ .



Для решетки профилей аэродинамические характеристики чаще представляют в виде  $\varepsilon, c_w = f(i)$ , где  $\varepsilon = \beta_2 - \beta_1$  - угол поворота потока в решетке.

В соответствии с положениями теории подобия, соотношения (4.15.1) показывают следующее:

– аэродинамические характеристики  $c_a, c_w = f(\alpha)$  профилей одинаковой формы, но разного размера, обтекаемых при разных скоростях, давления, температурах и физических свойствах газа, совершенно одинаковы, если одинаковы безразмерные соотношения между перечисленными размерными параметрами — критерии подобия,

– аэродинамические характеристики  $c_a, c_w = f(i)$  или  $\varepsilon, c_w = f(i)$  решеток профилей одинаковой формы, но разного размера, обтекаемых при разных скоростях, давлениях, температурах и физических свойствах газа, совершенно одинаковы, если одинаковы безразмерные соотношения между перечисленными размерными параметрами — критерии подобия.

В зависимости от конкретной задачи критерии подобия  $M$  и  $Re$  могут применяться в разной форме. При постановке испытаний в аэродинамических трубах и представлении характеристик решеток обычно используют критерии подобия в таком виде:

$$M_{wI} = \frac{w_1}{\sqrt{kRT}}, \quad Re_w = \frac{w_1 B}{\mu} \frac{p_1}{RT_1}. \quad (4.15.2)$$

Испытания профилей и решеток в аэродинамической трубе проводятся при разных углах установки по отношению к потоку в рабочей части трубы. При продувке решеток для этого используется поворотный стол, показанный на рис. 4.14.1. После проведения измерений при одном положении стола, угол установки меняется. То есть, экспериментальные характеристики профилей и решеток – это семейство значений  $c_a(\varepsilon)$ ,  $c_w$  при разных углах атаки. Строго говоря, такие характеристики есть совокупность ряда режимов испытания и их следовало бы представлять в табличном виде. Однако ради наглядности и удобства пользования характеристики обычно представляются в виде графиков.

Типичная характеристика профиля показана на рис. 4.15.1 [18]. Отметим, что нулевому углу атаки соответствует минимум профильных потерь, чего

следовало ожидать исходя из картины обтекания. При этом имеется довольно значительная подъемная сила — величина  $c_a = 0,60$ . Это означает, что профиль создает подъемную силу равную  $0,60\rho\frac{w_\infty^2}{2}B \cdot 1м$ . Сила сопротивления примерно в 80 раз меньше.

Угол атаки  $\alpha$ , при котором  $c_a = 0$ , называется углом нулевой подъемной силы. Значение этого угла зависит от изогнутости профиля. В данном случае он равен примерно  $-6^\circ$ . Из проведенного выше качественного анализа диаграмм скоростей следует, что нулевая подъемная сила получается тогда, когда отрицательная нагрузка в передней части профиля уравнивает положительную нагрузку в остальной его части. При еще меньшем отрицательном угле атаки положительное давление в начале выпуклой поверхности превосходит разрежение в остальной части и подъемная сила — отрицательная.

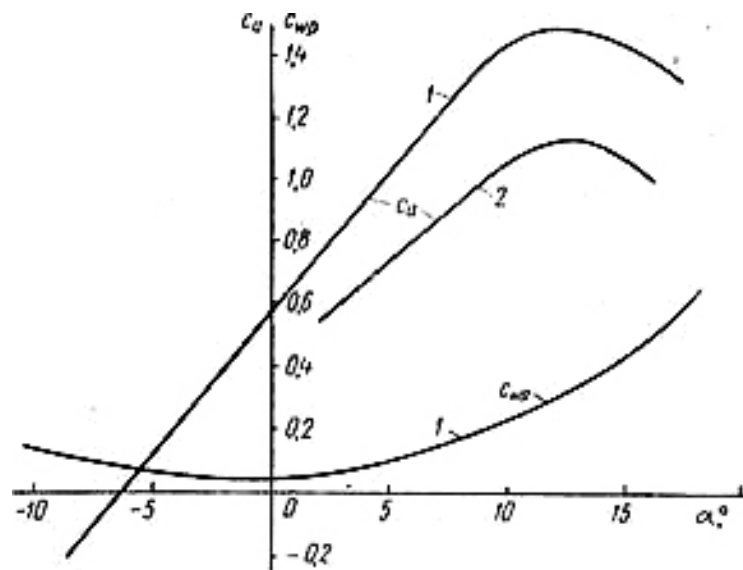


Рис. 4.15.1. Типичная аэродинамическая характеристика изолированного профиля — кривые 1 (для сравнения показана зависимость  $c_a = f(\alpha)$  для того же профиля в решетке небольшой густоты — кривая 2)

Положительный угол атаки, при котором коэффициент подъемной силы достигает максимального значения  $c_{a\max}$ , называется критическим (

$\alpha_{кр}$ ). В зависимости от угла изогнутости максимальный коэффициент подъемной силы  $C_{a\max} = 1,0-1,4$ .

В основной части характеристики зависимость  $c_a = f(\alpha)$  близка к линейной. Вблизи критического угла атаки рост подъемной силы замедляется, и начинает снижаться при  $\alpha > \alpha_{кр}$ . Рассмотренный выше характер диаграмм скоростей при различных углах атаки указывает на рост пика скорости у входной кромки профиля. Последующее замедление с ростом угла атаки становится все интенсивнее, приводя к появлению развитого отрыва потока на выпуклой поверхности профиля. Характеристика на рис. 4.15.1 показывает, что отрыв потока на выпуклой поверхности профиля начинает развиваться при угле атаки  $\alpha \approx 9^\circ$ , а значение  $\alpha_{кр} \approx 11-12^\circ$ .

Минимум коэффициента силы сопротивления при  $\alpha = 0$ , и рост сопротивления при обтекании с положительными и отрицательными углами атаки, так же объясняется появлением пиков скоростей у входных кромок профилей.

Вследствие взаимного влияния профилей в решетке и диффузорного характера потока в ней подъемная сила профиля меньше, чем у изолированного профиля (кривая 2 на рис. 4 15.1). Это различие возрастает с уменьшением шага решетки.

Для газодинамических расчетов более удобна характеристика решетки в координатах  $\varepsilon, c_w = (i)$ . Пример характеристики в этих координатах и зависимость  $c_a = (i)$  показаны на рис. 4.15.2 [18]. Угол поворота потока  $\varepsilon$  и соответственно коэффициент подъемной силы  $C_a$  растут с увеличением угла атаки до значения  $i_{кр}$ .

Как и в случае характеристики изолированного профиля, положительный угол атаки, при котором угол поворота потока и коэффициент подъемной силы достигают максимального значения  $\varepsilon_{\max}$ ,  $C_{a\max}$  называется критическим ( $i_{кр}$ ). В зависимости от угла изогнутости, угла установки профилей в решетке и относительного шага максимальный угол поворота потока меняется в широких пределах. Количественные соотношения рассмотрены ниже.

В основной части характеристики зависимости  $\varepsilon = f(i)$  и  $c_a = f(i)$ , близки к линейным. Вблизи критического угла атаки увеличение угла поворота замедляется, и он начинает снижаться при  $i > i_{кр}$ . Как и в случае изолированного профиля, рост угла атаки ведет к росту пика скорости у входной кромки профиля. Последующее замедление с ростом угла атаки становится все интенсивнее, приводя к появлению развитого отрыва потока на выпуклой поверхности профиля при критическом угле атаки.

Вид характеристики на рис. 4.15.2 указывает на появление отрыва на выпуклой поверхности профиля при угле атаки  $i \approx 2^\circ$ , а значение  $i_{кр} \approx 5-6^\circ$ . Здесь уместно обратить внимание на то, что минимум коэффициента силы сопротивления имеет место при оптимальном угле атаки  $i_{opt} \approx -5^\circ$ , а не при нулевом угле атаки  $\alpha = 0$ , как в случае изолированного профиля. Особенности перестройки потока на входе в решетку и условие безударного входа были рассмотрены выше. Анализ экспериментальных данных показывает, что условие безударного входа при  $i < 0$  достаточно характерно для решеток ОК.

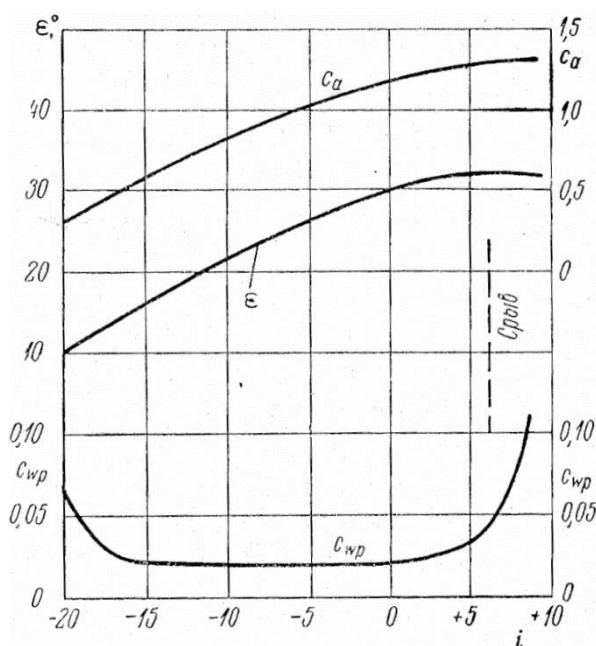


Рис. 4.15.2. Пример характеристики плоской решетки профилей при малых скоростях потока

Рост сопротивления при обтекании с углами атаки больше оптимального  $i \succ i_{opt}$  и меньше оптимального  $i \prec i_{opt}$  так же объясняется появлением пиков скоростей у входных кромок профилей и сопутствующими потерями напора.

#### 4.16. ОБОБЩЕННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПЛОСКОЙ РЕШЕТКИ

Характеристики плоских решеток используются при проектировании лопаточных аппаратов ОК. При этом возникает вопрос о том, какую точку на характеристике выбрать для расчетного режима ОК. Известно, что в процессе эксплуатации ТК в соответствии с состоянием обслуживаемой сети вынуждены работать как при расходах  $\bar{m} \prec \bar{m}_{расч}$ , что соответствует  $i \succ i_{расч}$ , так и при расходах  $\bar{m} \succ \bar{m}_{расч}$ , что соответствует  $i \prec i_{расч}$ .

В принципе проектировщик может выбрать в качестве расчетной любую точку на характеристике решетки — в зависимости от конкретной задачи, например:

– при проектировании вентиляторов можно принимать в качестве расчетного режим с минимальным коэффициентом скольжения  $\mu_{min} = \frac{c_w}{c_a}$ .

При этом условии РК передает газу большую работу при высоком КПД. На рис. 4.15.2 это режим с углом атаки около  $2^0$ , что совсем близко к его критическому значению. Понятно, что режим  $i_{кр}$  у решетки соответствует режиму границы помпажа реального компрессора (это режим с максимальным повышением давления), работа на котором недопустима. У вентиляторов в силу малого повышения давлений этой проблемы нет.

При выборе расчетного режима по условию  $\mu = \mu_{min}$  у промышленного или транспортного ОК помпаж наступал бы при незначительном уменьшении расхода по сравнению с расчетным. Если каких — либо специфических условий у проектируемого ОК нет, логичным кажется выбрать за расчетный тот угол атаки, при котором минимален коэффициент силы сопротивления  $i_p = i_{opt}$ . В соответствии с характеристиками на рис. 4.15.2 при этом критический режим достаточно удален от расчетного режима. Влево от расчетного режима также есть диапазон угла атаки, где сила сопротивления невелика. То есть, спроектированный по этому условию

ОК будет иметь возможность работать как с расходом меньше, так и больше расчетного.

Такой же результат обеспечивает выбор расчетного режима по принципу, предложенному одним из первых исследователей аэродинамики осевых компрессоров А. Хауэллом (ссылки на оригинальные публикации – в [14]). По его терминологии **расчетный режим называется номинальным** и обозначается надстрочным индексом  $*$ . Номинальный режим связан с критическим режимом следующим соотношением:

$$\varepsilon^* = 0,8\varepsilon_{\max}. \quad (4.16.1)$$

Графики на рис. 4.15.2 показывают, что при максимальном угле поворота  $\varepsilon_{\max} = 32^\circ$  номинальный угол поворота равен  $\varepsilon^* = 25,6^\circ$  и номинальный угол атаки  $i^* = -6^\circ$ , т.е. практически совпадает с оптимальным значением. Таким образом, выбор в качестве номинального режима расчетного режима близко к условию  $i_{\text{расч}} = i_{\text{opt}}$  и должен обеспечивать приемлемый вид характеристики проектируемых ОК.

Введение понятия о номинальном режиме позволило А. Хауэллу разработать эффективный способ обобщения многочисленных экспериментальных данных по продувке плоских решеток. В частности, им предложено представление индивидуальных характеристик плоских решеток в **обобщенном виде**.

Основой для обобщения характеристик разных решеток является то обстоятельство, что большая часть характеристики  $\varepsilon = f(i)$  достаточно близка к линейной зависимости. Угол поворота потока в решетке можно представить в виде:

$$\varepsilon = \theta + i - \Delta\beta, \quad (4.16.2)$$

так как угол поворота  $\varepsilon = \beta_2 - \beta_1$ , угол выхода потока  $\beta_2 = \beta_{л2} - \Delta\beta$ , угол входа потока  $\beta_1 = \beta_{л1} - i$ , угол изогнутости профиля  $\theta = \beta_{л2} - \beta_{л1}$ .

Измерения показали, что для применяемых относительных шагов  $\frac{t}{B}$  в компрессорных решетках угол  $\beta_2$  практически не зависит от угла атаки в рабочем диапазоне режимов. Следовательно, и угол отставания потока в широком диапазоне углов атаки остается постоянным. При  $\Delta\beta = const$  в линейной части характеристики угол поворота представляется в виде  $\varepsilon = i + C$ , где  $C = \theta - \Delta\beta$  — постоянная величина для данной решетки, в том числе и для номинального режима. Иными словами  $C = \varepsilon - i = \varepsilon^* - i^*$ , откуда:

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon^*} = 1 + \frac{i - i^*}{\varepsilon^*}. \quad (4.16.3)$$

Из соотношения (4.16.3) следует, что номинальный режим любой решетки соответствует нулевому значению аргумента и единичному значению функции. Отношение  $\varepsilon/\varepsilon^*$  для всех решеток меняется пропорционально отношению  $\frac{i - i^*}{\varepsilon^*}$ , вне зависимости от того, какие конкретные значения  $\varepsilon^*$  и  $i^*$  имеет та или иная решетка.

Обработка экспериментальных данных показывает, что при небольших числах Маха и нелинейные части характеристик решеток вблизи критических углов атаки достаточно точно описываются кривой, общей для всех решеток. На рис. 4.16.1 показана характеристика плоской решетки в координатах  $\frac{\varepsilon}{\varepsilon^*} = f\left(\frac{i - i^*}{\varepsilon^*}\right)$ .

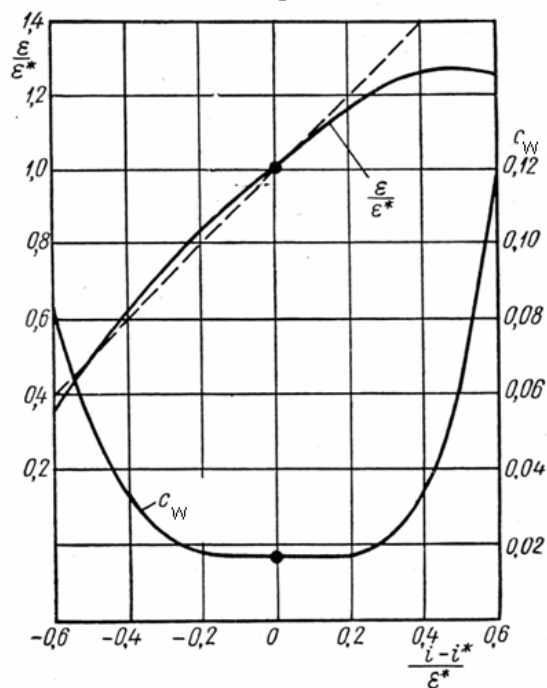


Рис. 4.16.1. Обобщенная характеристика плоских решеток по данным А.Хауэлла [18]

На том же графике проведена обобщенная кривая значений коэффициента профильного сопротивления  $C_w$ , относящаяся к типичным компрессорным решеткам. Далее будет показано, что эффективность реальных лопаточных аппаратов ОК определяется не только потерями при обтекании профилей лопаток, но и потерями на поверхностях, ограничивающих лопатки по высоте – это поверхности корпуса и ротора. Для того, чтобы выделить потери при обтекании профилей из общих потерь, будем далее выделять их подстрочным индексом "р". По данным продувок плоских решеток, **коэффициент силы профильного сопротивления  $C_{wp}$**  на номинальном режиме не бывает меньше 0,012. Для расчета  $C_{wp \min}$  конкретных решеток ЦАГИ (Центральный аэрогидродинамический институт, г. Москва) предложена эмпирическая формула, связывающая минимальный коэффициент профильного сопротивления с относительной стрелой изгиба средней линии и плотностью решетки (ниже, и в ч. 6 рассмотрены и другие эмпирические формулы зарубежных и отечественных ученых):



$$c_{wp \min} = 0,012 + 0,048 \bar{f}_{\max} + 0,0023 \frac{B}{t}. \quad (4.16.4)$$

Кривые на рис. 4.16.1, представляют собой обобщенную характеристику компрессорных решеток. Эта графическая характеристика сводит результаты испытаний различных решеток к единой универсальной зависимости, что облегчает и расширяет возможность использования данных продувок. Обобщенная характеристика позволяет в случае необходимости выбрать за расчетный угол атаки, отличный от номинального  $i^*$ , а также дает возможность построить приближенные характеристики решеток и ступени компрессора. В ч. 6 приводятся сведения об альтернативных подходах отечественных ученых к решению этой же задачи.

#### **4.17. ОПТИМАЛЬНАЯ НАГРУЗКА КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКИ**

При профилировании лопаточных решеток ОК нужно добиться безотрывного обтекания при максимально возможном повороте потока. Схема на рис. 4.17.1 поясняет, что отношение средних скоростей в решетке единичной высоты при незначительном изменении плотности равно отношению поперечных сечений каналов "a" перед решеткой и за решеткой, или отношению соответствующих синусов углов потока:

$$\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{a_1}{a_2} = \frac{t \sin \beta_1}{t \sin \beta_2} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2}. \quad (4.17.1)$$

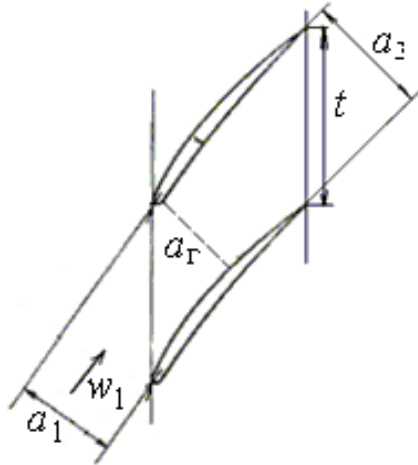


Рис. 4.17.1. Схема к определению средней диффузорности межлопаточного канала плоской решетки,  $a_2$  — минимальное проходное сечение канала — «горло»

Местное замедление на выпуклой поверхности профиля усиливается из-за его нагрузки — рис. 4.17.2.

При безударном обтекании именно местное замедление на задней поверхности лопаток контролирует состояние пограничного слоя и возможность отрыва:

$$\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{\max}} \quad (4.17.2)$$

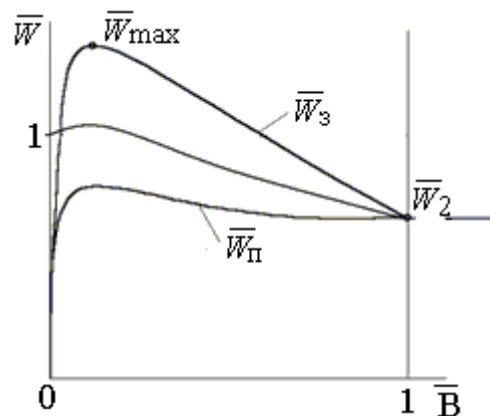


Рис.4.17.2. Типичная диаграмма поверхностных скоростей на лопатках плоской компрессорной решетки (безударное обтекание)

Анализ экспериментальных данных по испытаниям плоских решеток в аэродинамических трубах позволил С. Либляйну (ссылки на оригинальные публикации есть в монографии [14]) рекомендовать допустимую величину этого замедления для расчетного режима в форме **фактора диффузорности**:

$$F_D = 1 - \dot{w}_3 = 0,45 . \quad (4.17.3)$$

При этом рекомендованном значении на расчетном режиме получается максимально допустимый поворот потока, и имеется достаточный запас уменьшения расхода до границы помпажа. Обобщение данных по потерям в решетке представляет эмпирическая формула для расчета коэффициента профильных потерь решетки при рекомендованном факторе диффузорности:

$$\zeta_p = \frac{0,014}{\frac{t}{B} \sin \beta_2} . \quad (4.17.4)$$

Для решения задач анализа и расчетного проектирования С. Либляйн предложил эмпирическую формулу, связывающую фактор диффузорности с относительным шагом и с изменением скоростей потока в решетке:

$$F_D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{t}{B} \frac{|(w_{u1} - w_{u2})|}{2w_1} . \quad (4.17.5)$$

Как будет показано в последующих разделах, формула (4.17.5) может быть представлена в виде, связывающем основные параметры проектирования ступени ОК, что делает ее особенно удобной для применения в процессе разработки ступеней осевых компрессоров.

#### 4.18. ДИАГРАММА НОМИНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ

Вопрос выбора оптимальной нагрузки лопаточной решетки на номинальном режиме А. Хауэлл решил путем анализа испытаний лопаточных решеток с разным углом изогнутости профилей. На рис. 4.18.1 показаны номинальные режимы ряда лопаточных решеток с одинаковым относительным шагом  $t/B=1,0$  и углом выхода потока на номинальном режиме  $\beta_2^*$  при разных углах изогнутости профилей  $\theta = \beta_{n2} - \beta_{n1}$ .

При нулевом угле изогнутости решетка отклоняет поток исключительно за счет положительного угла атаки. На рис. 4.18.1 при  $\theta = 0$  номинальный угол поворота равен примерно  $12^\circ$ . Так как  $i = \varepsilon - \theta + \Delta\beta$ , то при угле отставания примерно  $3^\circ$  номинальный режим атаки примерно  $15^\circ$ . Понятно, что у решетки прямых профилей при таком угле атаки на номинальном режиме коэффициент профильного сопротивления почти вдвое больше, чем у решетки с углом изогнутости  $28,5^\circ$  при нулевом номинальном угле атаки.

При малых углах изогнутости и при нулевом угле атаки замедление потока  $\dot{w} \approx \frac{\sin \beta_{n1}}{\sin \beta_2^*}$  так же недостаточно, как и у решетки прямых профилей.

Соответствующая номинальному режиму нагрузка получается за счет положительного угла атаки при замедлении  $\dot{w} \approx \frac{\sin(\beta_{n1} - i)}{\sin \beta_2^*}$ .

Однако и чрезмерное увеличение изогнутости профилей не приводит к росту номинального угла поворота. Номинальный режим начинает соответствовать отрицательному углу атаки, за счет чего поддерживается приемлемое среднее замедление  $\dot{w} \approx \frac{\sin(\beta_{n1} - i)}{\sin \beta_2^*}$ , ( $i < 0$ ), не столь сильное, которое получилось бы при нулевом угле атаки. Понятно, что и отрицательный угол атаки на номинальном режиме ведет к росту профильных потерь.

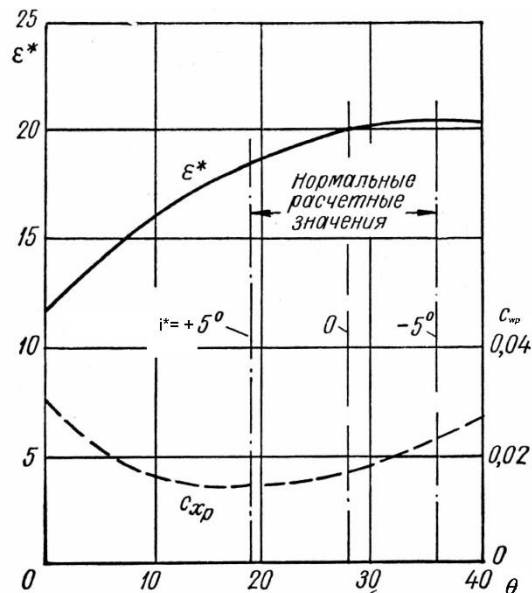


Рис. 4.18.1. Зависимость угла номинального угла поворота потока от угла изгиба профиля ( $\beta_2^* = 60^\circ$ ,  $t/B = 1,0$ )

Итак, в соответствии данными на рис. 4.18.1 для серии решеток с  $\beta_2^* = 60^\circ$  при  $t/B = 1,0$  наиболее приемлем угол изогнутости  $28,5^\circ$  с номинальным углом атаки равным нулю, и номинальным углом поворота  $20^\circ$  (угол отставания  $8,5^\circ$ ).

Для других относительных шагов и углов выхода потока наилучший угол изогнутости и соответствующий ему угол поворота потока другие. Результаты обработки многочисленных опытов представлены в графическом виде на рис. 4.18.2.

На диаграмме представлены оптимальные решетки. Их номинальные режимы соответствуют условию наиболее благоприятного обтекания входных кромок, и соответствуют минимуму коэффициента профильных потерь при достаточном угле поворота потока. Диаграмма номинальных режимов А. Хауэлла служит основой для выбора рациональных соотношений лопаточных решеток ступеней ОК на расчетном радиусе. В дальнейшем эта диаграмма будет представлена в виде, связывающем наиболее важные параметры проектирования осевых ступеней.

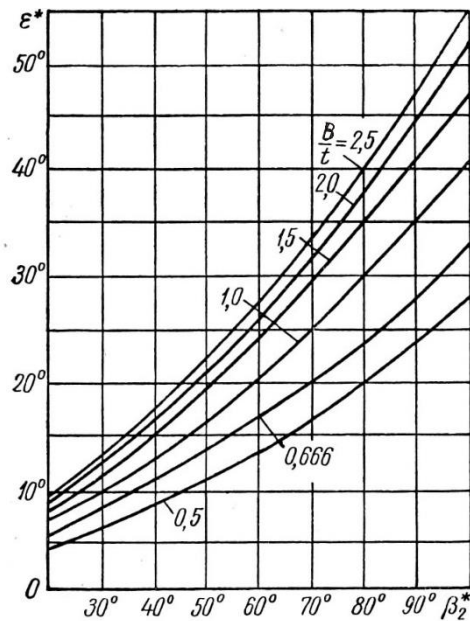


Рис. 4.18.2. Диаграмма номинальных режимов А. Хауэлла — эмпирическая зависимость оптимального значения номинального угла поворота потока от угла выхода потока и плотности решетки

Так как практическое использование графической зависимости не вполне удобно, автором [21] предложена аналитическая аппроксимация кривых на диаграмме номинальных режимов. Им замечено, что при фиксированном относительном шаге разность котангенсов номинальных углов потока практически одинакова в диапазоне  $50^\circ \leq \beta_2^* \leq 90^\circ$ , а зависимость от относительного шага удовлетворяет соотношению:

$$\operatorname{ctg} \beta_1^* - \operatorname{ctg} \beta_2^* = \frac{1,5}{1 + 1,5(t/B)}. \quad (4.18.1)$$

Приемлемая точность в диапазоне номинальных углов выхода потока  $50^\circ \leq \beta_2^* \leq 90^\circ$  достаточна для выбора соотношений большинства ступеней ОК. Формулу (4.18.1) можно использовать для расчетов вместо графиков на рис. 4.18.2.

Углы потока на номинальном режиме  $\beta_1^*$ ,  $\beta_2^*$  известны после расчета лопаточной решетки на расчетном радиусе. Им соответствуют углы лопаток  $\beta_{л1} = \beta_1^* + i_1^*$ ,  $\beta_{л2} = \beta_2^* + \Delta\beta^*$ . Номинальный угол атаки близок к нулю. Для

расчета угла отставания потока в компрессорной решетке профилей А.Хауэлл предложил эмпирическую формулу:

$$\Delta\beta^* = m\theta \frac{t}{B}, \quad (4.18.2)$$

$$m = 0,23(2\bar{B}_f^2) - 0,002\beta_2^* (\text{град}) + 0,18 \quad (4.18.3)$$

Еще раз поясним характер графиков диаграммы номинальных режимов. Если из профилей с углом изогнутости  $\theta = \beta_{п2} - \beta_{п1}$  делать решетки с разным углом установки  $\beta_b$ , то большим углам установки соответствуют большие лопаточные углы при меньшем замедлении потока  $\dot{w} \approx \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2^*} = \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_{п2} - \Delta\beta)}$ . Анализ показывает, что при данном относительном шаге номинальные режимы характеризуются примерно одинаковой диффузорностью  $\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{\max}} \approx 0,55$ , вне зависимости от угла установки. Поэтому при больших  $\beta_b$ , что соответствует большим  $\beta_2^*$ , можно применить больший угол изогнутости. Это не ведет недопустимому замедлению в лопаточной решетке при большем номинальном угле поворота потока  $\varepsilon^* = \beta_2^* - \beta_1^*$ .

Увеличение номинального угла поворота потока при уменьшении относительного шага связано с уменьшением нагрузки при одном и том же угле поворота. Уменьшение  $t/B$  ведет к уменьшению пика скорости на выпуклой поверхности профиля и уменьшению фактора диффузорности.

Следовательно, при уменьшении  $t/B$  появляется возможность увеличения средней диффузорности потока, и соответственно угла поворота потока  $\varepsilon^*$ . Напомним, что при уменьшении относительного шага коэффициенты, характеризующие профильные потери, увеличиваются, что следует из формул (4.16.4) и (4.17.4).

#### 4.19. ВЛИЯНИЕ КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ РЕШЕТОК

Обобщенные результаты испытания плоских решеток используются при проектировании лопаточных аппаратов осевых компрессоров. То есть, испытанные в аэродинамических трубах плоские решетки следует рассматривать как модели натуральных лопаточных аппаратов ОК. Теория подобия определяет условия, при которых безразмерные характеристики природы будут такими же, как измеренные при испытаниях характеристики модели:

– геометрическое подобие. Форма элементарной лопаточной решетки компрессора должна быть такой же, как форма плоской решетки, номинальные параметры которой  $\varepsilon^*$ ,  $c_{wp}^*$  используются при расчете компрессора. То есть, у них должны быть одинаковыми углы изогнутости профилей  $\theta$ , форма средней линии, угол установки  $\beta_b$  (следствие — равенство углов  $\beta_{л1}$ ,  $\beta_{л2}$ ), форма собственно профиля и относительный шаг  $t/B$ ,

– одинаковый режим обтекания. В данном случае это означает, что на расчетном режиме у модели и у природы должен быть одинаковый номинальный угол атаки  $i^*$ ,

– должно иметь место кинематическое и динамическое подобие модели и природы. Для обеспечения этих условий в рассматриваемом случае достаточно, чтобы у модели и природы условия течения характеризовались одинаковыми значениями

$$k = C_p / C_v = idem, M_{w1} = w_1 / \sqrt{kRT_1} = idem, Re_w = \frac{w_1 B}{\mu_1} \rho_1 = idem.$$

Напомним, что исключить из рассмотрения ряд других критериев подобия позволяет следующее:

– рассматривается стационарное обтекание (не требуется обеспечивать равенство критерия Струхаля),

– роль единственной действующей массовой силы — силы земного тяготения — считается пренебрежимо малой (не требуется обеспечивать равенство критерия Фруда),

– роль внешнего теплообмена считается пренебрежимо малой (не требуется обеспечивать равенство критериев теплового подобия).

Очевидно, что характеристика плоской решетки определяется ее формой (условное обозначение  $\bar{F}$ ), режимом обтекания (угол атаки  $i$ ) и критериями подобия:



$$\varepsilon, c_{wp} = f(\bar{F}, i, k, M_{w1}, Re_{w1}). \quad (4.19.1)$$

Обращает внимание тот факт, что данные на диаграмме номинальных режимов приведены без указания на то, при каких значениях критериев подобия они получены. Испытания в аэродинамических трубах выполнены при атмосферных условиях, так что значение показателя изоэнтропы известно:  $k = 1,4$ . Отсутствие данных по значениям критериев  $M$  и  $Re$  означает, что условия испытаний выполнены в области автомодельности, когда влияние этих критериев практически отсутствует.

Ранее, при анализе обтекания пластинки было установлено, что условие автомодельности для критерия Рейнольдса соответствует турбулентному режиму течения с высокими значениями  $Re_w$ , при которых сопротивление трения определяется шероховатостью поверхности.

Критерии  $k$  и  $M$  — это критерии сжимаемости. Вместе они определяют, в какой степени меняется плотность газа в струйках тока при обтекании решетки профилей. Известно, что автомодельность по этим критериям имеет место при движении с малыми числами  $M_{w1} \leq 0,5 - 0,6$ .

Итак, данные на диаграмме номинальных режимов можно использовать при больших числах Рейнольдса и малых числах Маха. Если эти данные надо применять при других условиях, влияние критериев подобия на характеристики решеток надо учитывать. Характер влияния критериев подобия и некоторые количественные рекомендации приведены ниже.

**Влияние критерия Рейнольдса.** Как показывают опыты, при  $Re_{w1} = \frac{w_1 B}{\mu} \rho < 1,5 \cdot 10^5 - 3,0 \cdot 10^5$  аэродинамические характеристики плоских решеток начинают ухудшаться. Экспериментальные данные по влиянию числа Рейнольдса на потери в решетке и на угол поворота на номинальном режиме показаны на рис. 4.19.1, заимствованном из [18].

Поведение зависимостей  $\varepsilon^*, c_{wp}^* = f(Re_w)$  объясняется тем, что при больших числах Рейнольдса турбулентный пограничный слой характеризуется интенсивным обменом количества движения между частицами, движущимися в пограничном слое и в основном потоке - за счет поперечных турбулентных пульсаций. Вследствие этого даже при значительном замедлении потока на задней поверхности (фактор диффузорности на номинальном режиме  $F_D = 1 - w_2 / w_{max} \approx 0,45$ ) срыву

потока препятствуют достаточные касательные напряжения. При  $Re_{w1} < Re_{cr} = 1,5 \cdot 10^5 - 3,0 \cdot 10^5$  пограничный слой становится ламинарным. Толщина пограничного слоя возрастает, касательные напряжения уменьшаются. На задней поверхности профиля при  $Re_{w1} \approx Re_{cr}$  возникает замкнутая локальная зона отрыва, и характеристики решетки начинают ухудшаться. При дальнейшем уменьшении  $Re_{w1}$  зона отрыва увеличивается и выходит за пределы решетки. Такая картина обтекания показана на рис. 4.7.3 выше.

Появление вихревых потерь увеличивает коэффициент силы профильного сопротивления, а сама зона срыва оттесняет активный поток в сторону его инерциального движения, уменьшая угол поворота.

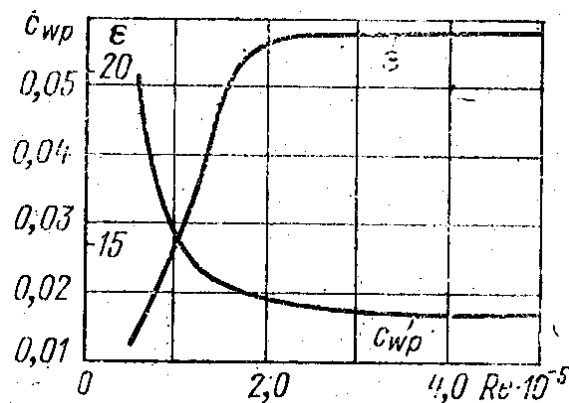


Рис. 4.19.1. Влияние числа Рейнольдса на характеристики плоской компрессорной решетки по данным Д. Стюарта:

$$t/B = 1,0; \beta_B = 56^\circ; \bar{f} = 0,088; \bar{d}_{\max} = 0,1; \bar{B}_f = 0,5; \bar{B}_s = 0,3.$$

Подавляющее большинство осевых компрессоров работает при достаточно высоких числах Рейнольдса, в которых появление ламинарного характера обтекания маловероятно. Поэтому при решении практических задач проектирования и анализа влияние критерия Рейнольдса во внимание не принимается. Проблема ламинарного обтекания с ухудшением аэродинамических характеристик решеток может возникнуть в ОК с очень малыми линейными размерами, или работающими на газах с низкой плотностью (вакуум – компрессоры, сжатие легких газов).

**Влияние критериев сжимаемости  $k$  и  $M$ .** Поведение струйки тока в отношении влияния сжимаемости аналогично одномерному

течению в каналах переменного сечения, которое рассмотрено в разделе 3.5. Параметры газа в сечении «1» равны  $w_1, T_1, T^*$ . Повторим некоторые из уравнений, важных для анализа роли сжимаемости.

Если в сечении «2» скорость изменится и станет равной  $w_2$ , то параметры газа изменятся по уравнению политропного процесса и отношение плотностей определится уравнением:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left( \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \times \lambda_1^2 \left( \frac{w_2}{w_1} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \times \lambda_1^2} \right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (4.19.2)$$

Здесь  $\lambda = \frac{w}{a_{cr}} = w / \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}$  — скоростной коэффициент, являющийся критерием сжимаемости, равнозначный числу Маха, с которым его связывает соотношение:

$$\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{2}} \frac{M}{\sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2}}, \quad M = \sqrt{\frac{2}{k+1}} \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}}, \quad (4.19.3 \text{ а})$$

$$M_{\max} = \infty, \quad \lambda_{\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}. \quad (4.19.3 \text{ б})$$

И число Маха, и скоростной коэффициент делят области до – и сверхзвукового потока при  $M_1 = \lambda_1 = 1$ , когда  $a = a_{cr}$ .

Из (4.19.2) очевидно, что оба критерия, и показатель изоэнтропы  $k$ , и скоростной коэффициент  $\lambda$ , или эквивалентный ему критерий Маха  $M$ , определяют изменение плотности, т.е. являются критериями сжимаемости. С точки зрения анализа рабочего процесса между ними есть принципиальное различие. Показатель изоэнтропы влияет на изменение плотности по уравнению (4.19.2), а по другим уравнениям на отношение давлений, температур и т.д. Это влияние может быть учтено

одномерным расчетом. При этом нужно помнить, что возможные значения  $k \approx 1,12-1,70$  для всех существующих газов практически не влияют на параметры потока при малых  $M(\lambda)$ .

Более сложные проблемы возникают при анализе роли критерия скорости движения газа  $M$  - или  $\lambda$ . Во-первых, возможный диапазон изменения этих критериев в проточной части ТК ведет к значительно большему изменению плотности газа, чем изменение  $k$  при возможной работе ТК на разных газах. Во-вторых, поведение потока является принципиально разным при скоростях движения меньше скорости распространения малых возмущений («скорость звука») и при скоростях сверхзвуковых. При этом появляются новые физические явления, которые не могут быть учтены простым расчетом (например, рассмотренное далее взаимодействие скачка уплотнения с пограничным слоем).

**Обтекание дозвуковых профилей решеток при транс- и сверхзвуковых скоростях.** Предположим, что профиль обтекается однородным дозвуковым потоком несжимаемой жидкости (рис. 4.19.2). Если трение отсутствует, то области положительного и отрицательного давления располагаются симметрично и при обтекании профиля не возникает профильного сопротивления. Наибольшее возмущение потока имеет место вблизи профиля, где линии тока заметно искривляются; около передней части профиля трубки тока сужаются, а около средней и задней частей — расширяются.

В случае обтекания профиля сжимаемым газом форма линий тока изменится. Форма линий тока определяется уравнением неразрывности  $\bar{m} = \rho w \Delta n \cdot l(m) = const$  в плоском потоке. При малых  $M$  уменьшение поперечного размера струйки  $\Delta n$  обратно пропорционально увеличению скорости, поскольку плотность газа практически постоянна. С ростом чисел Маха плотность газа в областях повышенной скорости начинает заметно снижаться, а поперечный размер струйки тока становится больше. При больших числах  $M$  профиль оказывает более сильное воздействие на поток. Возмущения потока профилем распространяются в сжимаемой жидкости на большое расстояние в направлении, перпендикулярном скорости на бесконечности.

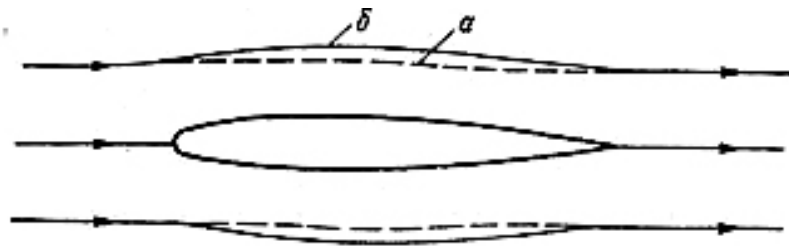


Рис. 4.19.2. Линии тока при обтекании прямого профиля.: (а) – в несжимаемом; (б) – в сжимаемом потоке [18]

Разрежение в области максимальной толщины профиля увеличивается. В связи с этим для изогнутого профиля с ростом числа  $M_{w1}$  возрастает подъемная сила, а, следовательно, и коэффициент подъемной силы.

На рис. 4.19.3 показаны кривые распределения давления по выпуклой поверхности профиля и линии тока при различных значениях числа  $M_{w1}$ . На графике по оси абсцисс отложены значения безразмерного коэффициента давления  $\bar{p} = \frac{\Delta p}{0,5\rho w_1^2}$  — текущее значение разности давлений на профиле отнесено к динамическому давлению набегающего потока.

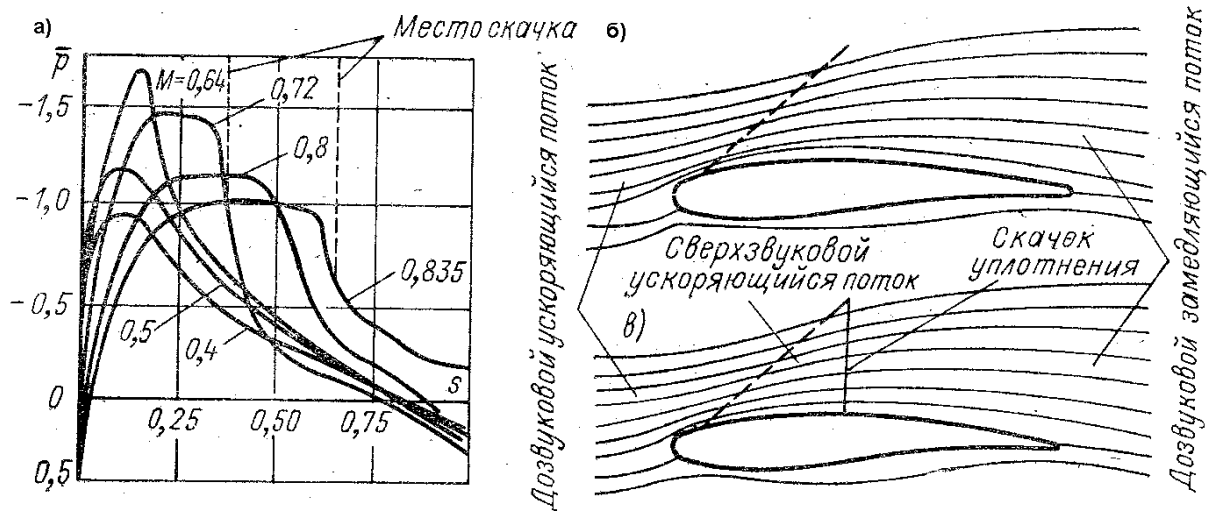


Рис. 4.19.3. Обтекание профиля при различных скоростях потока: (а) — распределение давления по выпуклой поверхности профиля; (б) — обтекание профиля при  $M < M_{кр}$ ; в — обтекание профиля при  $M > M_{кр}$  [18]

При возрастании числа  $M_{w1}$  максимальная величина коэффициента давления возрастает, причина чего поясняется схемой на рис. 4.19.3. Обратим внимание на то, что поперечные сечения струек тока на выпуклой поверхности имеют поперечные сечения, подобные соплу Лавалья (это канал для разгона потока до сверхзвуковой скорости: комбинация сужающегося — расширяющегося участков). При достижении местной скорости звука в самом узком сечении струйки тока и превращаются в сопло Лавалья — поток продолжает разгоняться и превосходит скорость звука. Началу такого процесса на графике соответствует число Маха, равное 0,72. Так как поток продолжает разгоняться после прохождения самого узкого сечения, максимальное разрежение смещается вниз по потоку. Абсолютная величина нагрузки  $\Delta p = p_{вып} - p_{вогн}$  с ростом  $M_{w1}$ , разумеется, возрастает, но ее безразмерное отношение к динамическому давлению уменьшается.

При дальнейшем росте  $M_{w1}$  диаграмма нагрузки в начальной части профиля трансформируется в том же направлении — максимум нагрузки смещается далее вниз по потоку, нагрузка растет, но максимальный коэффициент давления уменьшается.

Так как сверхзвуковой поток неустойчив, при движении в область повышенного давления возникает скачек уплотнения. Сверхзвуковой поток мгновенно тормозится со скачкообразным изменением всех параметров. В рассматриваемом случае возникает прямой скачек уплотнения — его фронт перпендикулярен направлению потока. Закон изменения коэффициента скорости в прямом скачке:

$$\lambda_1 \lambda_2 = 1, \quad \lambda_2 = \frac{1}{\lambda_1} \quad (4.19.4 \text{ а})$$

Поток после прямого скачка всегда дозвуковой. При этом, чем больше сверхзвуковая скорость потока перед скачком, тем меньше дозвуковая скорость после скачка, так как  $\lambda = \frac{w}{a_{cr}} = w / \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}$  :

$$w_2 = \frac{a_{cr}^2}{w_1} = \frac{\frac{2k}{k+1} RT^*}{w_1} \quad (4.19.4 б)$$

**Волновые потери. Взаимодействие скачка уплотнения с пограничным слоем.** Особенностью процесса торможения потока в скачке уплотнения является равенство плотности тока до и после скачка:  $\rho w \cdot l(m^2) = const$ . Поэтому толщина струек тока на рис. 4.19.3 не претерпевает изменения в скачке уплотнения. Равенство плотностей тока позволяет установить известные из курса газовой динамики соотношения между параметрами потока «за» и «перед» скачком уплотнения. Сейчас важно вспомнить, что в прямом скачке происходит падение полного давления:

$$\frac{P_2^*}{P_1^*} = \lambda_1^2 \left[ \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{(k+1) \lambda_1^2}} \right]^{\frac{1}{k-1}} < 1 \text{ при } \lambda_1 > 1 \quad (4.19.5)$$

Это означает, что в скачке уплотнения не вся кинетическая энергии газа идет на повышение давления. Часть механической энергии преобразуется в тепло. Возникают так называемые **волновые потери**. Это единственный вид потерь напора, который строго и точно можно рассчитать с использованием уравнения (4.19.5).

Как известно, принцип действия ТК заключается в сообщении газу кинетической энергии и повышении давления за счет торможения потока в диффузорных лопаточных решетках и других диффузорных элементах проточной части. Скачек уплотнения в межлопаточном канале эффективно тормозит поток и, при умеренных сверхзвуковых скоростях, мог бы рассматриваться как вполне эффективный диффузор. К сожалению, этому

мешает возникновение зоны срыва на профиле сразу же за скачком уплотнения. Это явление характеризуется как взаимодействие скачка уплотнения с пограничным слоем. Причину отрыва потока от поверхности профиля и возникновение вихревых потерь объясняют следующим образом.

Профили скорости в ядре потока и пограничном слое до скачка и за скачком уплотнения показаны на рис. 4.19.4. В ядре потока скорость после скачка дозвуковая. При приближении к поверхности профиля, в пограничном слое скорость потока перед скачком уменьшается. При этом интенсивность скачка снижается, и, согласно формуле (4.19.4а), в пограничном слое по мере приближения к поверхности профиля скорость становится больше. При достижении расстояния от профиля, где в пограничном слое скоростной коэффициент равен единице, выполняется условие  $\lambda_1 = \lambda_2 = 1$ . В этой точке скорость потока в пограничном слое становится равна скорости звука. Далее скорость в пограничном слое снижается силами вязкости до нуля.

Итак, после скачка уплотнения скорость вблизи поверхности профиля больше скорости в ядре потока. Неизбежно ее быстрое уменьшение и возрастание толщины пограничного слоя, что приводит к отрыву потока. Возникающие вихревые потери делают работу дозвуковых профилей и решеток неэффективной.

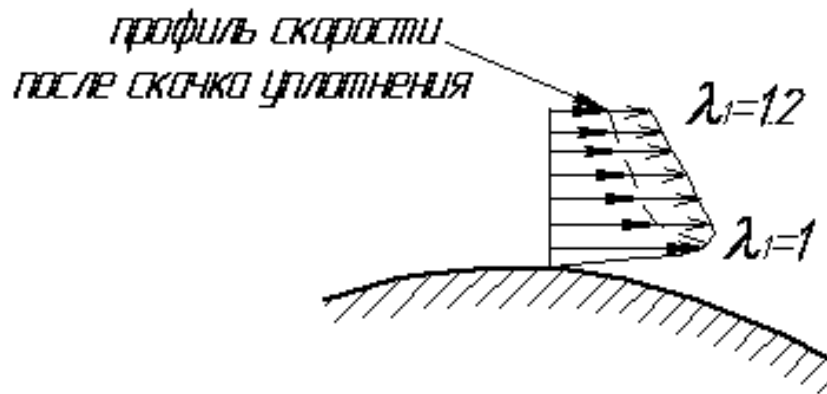


Рис. 4.19.4. Профили скорости перед и после скачка уплотнения

**Критическое числа Маха.** На номинальном режиме местная скорость в начале выпуклой поверхности профиля достигает максимума  $M_{w_{max}} = 1$  при некотором значении дозвуковой скорости на входе  $M_{w1} < 1$ . Для профиля на рис. 4.19.3 это происходит при  $M_{w1} \approx 0,70$ . Возникающий в результате взаимодействия скачка уплотнения с пограничным слоем отрыв потока ухудшает аэродинамические



характеристики решетки. Лопаточные решетки с профилями такой формы, которая рассматривалась выше, не должны применяться при условиях появления сверхзвукового потока на профиле. Такие профили и решетки являются дозвуковыми. **Значение дозвуковой скорости перед решеткой  $M_{w_{кр}} < 1$ , при котором максимальная скорость на профиле достигает скорости звука, называется критическим числом Маха.**

Значение критического числа Маха на номинальном режиме тем меньше, чем больше возмущение потока в районе входной кромки, т.е. чем больше в этой области нагрузка  $\Delta w = w_{вып} - w_{вогн}$ . Выше было показано, что отношение скоростей  $w_{max} / w_1$  тем больше, чем толще входные кромки профилей и чем больше угол изогнутости профилей. Соответственно, компрессорные решетки с наиболее толстыми и сильно изогнутыми профилями имеют  $M_{w_{кр}} \approx 0,65$  и должны применяться только в осевых компрессорах, не форсированных по окружной скорости.

На номинальном режиме в зависимости от формы решетки и ее профилей критическое число Маха обычно лежит в пределах  $M_{w_{кр}} \approx 0,65 - 0,80$ . Количественную оценку позволяет сделать анализ рассмотренного выше фактора диффузорности, который характеризует нагрузку лопаток. Для номинального режима С. Либляйн рекомендует значение

значение  $F_D^* = 1 - \frac{w_2}{w_{max}} = 0,45$ . Если решетка спроектирована по такой

рекомендации, то  $F_D^* = 1 - \frac{w_2}{w_{max}} \frac{w_1}{w_1} = 0,45$  и  $\frac{w_{max}}{w_1} = \frac{w_2 / w_1}{0,55}$ . Обычно

замедление потока в компрессорных решетках рабочих колес  $w_2 / w_1$  бывает в пределах 0,65–0,75. Тогда отношение местной скорости на профиле к скорости на входе в решетку, у которой фактор диффузорности выбран по рекомендации Либляйна,  $\frac{w_{max}}{w_1} \approx 1,2-1,35$ .

Если пренебречь тем фактом, что при разгоне потока до максимальной скорости на профиле  $w_{max}$  статическая температура уменьшается, что

повышает местное число Маха, то  $M_{кр} \approx \frac{1}{w_{max} / w_1}$  имеет порядок 0,73 – 0,83 в зависимости от замедления потока в решетке.

Итак, параметры решетки и профилей должны выбираться с учетом числа  $M_{w1}$ . При повышенных числах  $M_{w1}$  следует принимать большие значения  $\bar{B}_f$  и  $\bar{B}_s$  и меньшие значения  $d_{\max}/B$ . Это определяется тем, что увеличение относительной толщины профиля  $d_{\max}/B$  и уменьшение величин  $\bar{B}_f$  и  $\bar{B}_s$  приводит к возрастанию местных скоростей по профилю и к снижению  $M_{кр}$ . Например, при  $M_{w1} \gtrsim 0,5-0,6$  рекомендуется применять профили с относительной толщиной не более  $d_{\max}/B = 0,04 - 0,06$ .

#### Влияние угла атаки на критическое число Маха $M_{кр}$ .

Характеристики дозвуковой решетки при повышенных скоростях потока претерпевают заметные изменения – рис. 4.19.5. На номинальном режиме повышение входного числа Маха в рассматриваемом случае не привело к росту коэффициента профильного сопротивления. Это показывает, что значение  $M_{w1} = 0,7$  меньше критического. Небольшой рост коэффициента подъемной силы объясняется более сильным отклонением потока при проявлении сжимаемости (рис. 4.19.2).

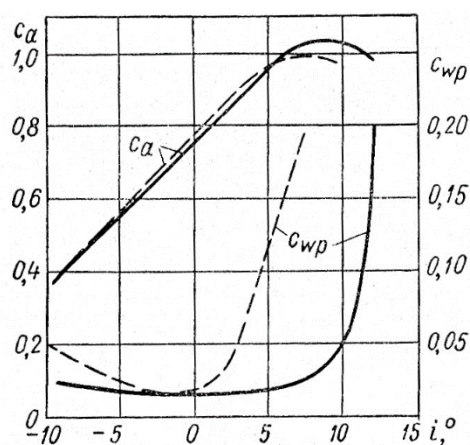


Рис. 4.19.5. Характеристики компрессорной решетки с относительным шагом  $t/B = 0,75$  при  $M_{w1} = 0,3$  (сплошные линии) и при  $M_{w1} = 0,7$

Но при положительном и отрицательном углах атаки коэффициент силы сопротивления становится значительно больше. Это объясняется тем, что обтекание с углами атаки приводит к появлению пиков скорости вблизи входных кромок. При этом максимальные числа Маха на профиле превосходят  $M_{w1}$  значительно больше, чем на номинальном режиме. Появляются сверхзвуковые участки течения на выпуклой поверхности

лопаток при  $i > 0$ , или на вогнутой поверхности при  $i < 0$ . Ударное обтекание в сочетании с местными скачками уплотнения ведет к росту потерь по сравнению с обтеканием практически несжимаемым потоком. Влияние угла атаки на критическое число Маха заключается в том, что  $M_{кр}$  при ударном обтекании становится значительно меньше, чем на номинальном режиме. В результате с ростом скоростей потока характеристика коэффициента профильного сопротивления ухудшается, сначала на нерасчетных режимах. Дальнейший рост  $M_{w1}$  до значений, близких к  $M_{кр}$ , приводит к росту потерь и на номинальном режиме тоже.

**Максимальное число Маха.** Начальный участок межлопаточного канала – конфузورный из-за того, что часть проходного сечения занята лопатками конечной толщины и нарастающими от входной кромки пограничными слоями. Если при превышении  $M_{кр}$  на профиле образуется местный скачек уплотнения вблизи поверхности лопатки, то при дальнейшем повышении  $M_{w1}$  интенсивность скачка и его поперечный размер возрастают до тех пор, пока скачек уплотнения не перекроет все поперечное сечение канала. На номинальном режиме при некоторой входной дозвуковой скорости, соответствующей условию  $M_{кр} < M_{max} < 1$  поток разгоняется и в самом узком сечении достигает скорости звука. При этом достигается максимально возможный расход газа через решетку. **Максимальным числом  $M_{max}$  называют величину числа  $M_{w1}$ , при которой в узком (минимальном) сечении канала  $a_2$  между лопатками возникает скорость, равная скорости звука (рис. 4.19.6).**

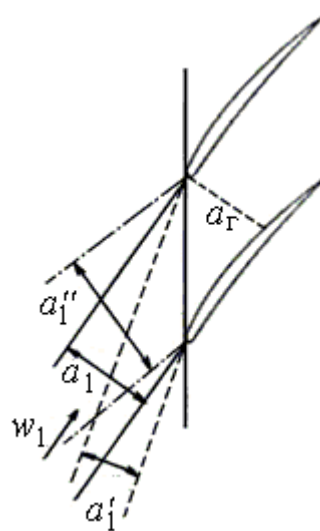


Рис. 4.19.6. Схема к определению  $M_{кр}$  и  $M_{max}$

На номинальном режиме для компрессорных решеток величина  $M_{max} \approx 0,85 - 0,95$ . Конкретное значение  $M_{кр}$ , как и  $M_{max}$  определяются формой решетки и профилей. Меньшие значения соответствуют профилям с большой относительной толщиной, малым углом установки в решетках с малым относительным шагом. Зависимость максимального числа Маха от угла атаки поясняет схема на рис. 4.19.6, показывающая, как меняется проходное сечение в **косом срезе на входе в решетку** – это область межлопаточного канала между фронтом решетки и самым узким поперечным сечением  $a_2$  (**горло канала**).

Поперечное сечение для потока перед решеткой равняется  $a_1 = t \sin \beta_1 = t \sin(\beta_{л1} - i)$ . Самое узкое поперечное сечение, горло канала равняется  $a_2 = t \sin \beta_{л1} - d_{л} - \delta^*$  ( $d_{л}$  – толщина лопатки,  $\delta^*$  – толщина вытеснения пограничного слоя в косом срезе). Тогда отношение скоростей на входе в решетку в пренебрежении изменением плотности:

$$\frac{M_{w2}}{M_{w1}} \approx \frac{w_2}{w_1} \approx \frac{a_1}{a_2} = \frac{\sin(\beta_{л1} - i)}{\sin \beta_{л1} - d_{л} - \delta^*}. \quad (4.19.6)$$

При положительном угле атаки поперечное сечение на входе  $a_1$  маленькое и скорость в косом срезе уменьшается. При отрицательном угле атаки поперечное сечение на входе  $a_2$  большое и скорость в косом срезе возрастает. Понятно, что при отрицательном угле атаки условие запираия  $M_{w2} = 1$  достигается при меньших  $M_{max}$ , чем на номинальном режиме. То есть, при положительном угле атаки  $M_{max}$  больше, чем при номинальном режиме. Но оно не возрастает беспрдельно из-за роста стеснения потока зоной срыва на профиле при больших положительных углах атаки. В уравнении (4.19.6) развитию срыва соответствует увеличение толщины вытеснения  $\delta^*$ . Поэтому максимальное число Маха при всех режимах обтекания остается меньше единицы.

**Профили и решетки для трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней.** Поскольку расход газа пропорционален первой степени окружной скорости, а теоретический напор – ее квадрату, то повышение окружной скорости – главный путь уменьшения размеров и массы ТК.

Препятствием к повышению окружной скорости дозвуковых компрессоров является невозможность работы с  $M_{w1} > M_{кр}$ . Типичные соотношения во входном треугольнике скоростей  $\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$  на номинальном режиме таковы, что в благоприятных случаях  $w_1/u_n \approx 0,90$  у ступеней ОК и  $w_1/u_2 \approx 0,6$  у ступеней ЦК.

Связь между предельной окружной скоростью дозвукового ТК и критическим числом Маха на входе в его решетку очевидна. Например, для

ОК:  $u_{нкр} = \frac{w_{1кр}}{w_1/u_n}$ , и так как  $M_{кр} = \frac{w_{1кр}}{a_1}$ , то  $u_{нкр} = \frac{M_{кр} a_1}{w_1/u_n}$ . Для воздушного

ТК скорость звука при нормальных атмосферных условиях  $a_0 = \sqrt{kRT_0} \approx 340$  м/с. Если считать что температура на входе в компрессор примерно равна температуре на входе в РК  $a_1 \approx a_0$ , а решетки РК имеют высокое значение

$M_{кр} = \frac{w_{1кр}}{a_1} = 0,85$ , то  $u_{нкр} \approx 320$  м/с. Для решеток РК центробежных ступеней

характерны меньшие значения  $M_{кр} = \frac{w_{1кр}}{a_1} \approx 0,7$ . Тогда для ступени ЦК

$u_{2кр} \approx 390$  м/с.

Механическая прочность лопаток РК в поле центробежных сил при современных материалах и способах проектирования может быть обеспечена при окружной скорости до 600 – 700 м/с в наиболее передовых конструкциях осевых и центробежных компрессоров. При такой скорости вращения значения  $M_{w1}$  могут быть примерно 1,7, т.е. поток на входе — сверхзвуковой. Дозвуковые профили и решетки абсолютно неприменимы, и должны быть заменены другими конструкциями.

К работе при скоростях в диапазоне  $M_{кр} < M_{w1} \leq 1,1$  приспособлены **трансзвуковые профили и решетки**. Высокие скорости обтекания требуют минимизации возмущения потока обтекаемым телом. Для трансзвуковых скоростей подходят профили с острой передней кромкой, малой толщиной и малой изогнутостью. В частности, нашли применение так называемые двухдуговые профили — рис. 4.19.7.

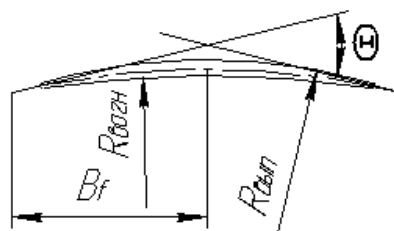


Рис. 4.19.7. Схема двухдугового профиля для трансзвуковых лопаточных решеток

Это профили с острой передней и задней кромками, малой изогнутостью и малой толщиной. Они симметричны относительно нормали к середине средней линии, т.е. у них  $\bar{B}_f = \bar{B}_{\delta_{\max}} = 0,50$ . Такие профили применялись до 1960-х гг. и при числах Маха на периферии лопаток ОК даже до  $M_{w1} = 1,4$  [14], что считается уже сверхзвуковой областью течения.

Острый клин входной кромки, взаимодействуя с сверхзвуковым потоком, образует **косой скачек уплотнения** — его фронт направлен под углом к набегающему сверхзвуковому потоку. Как известно, за прямым скачком скорость всегда дозвуковая. Скорость после косого скачка может быть как дозвуковой, так и сверхзвуковой, так как в косом скачке составляющая скорости, параллельная фронту скачка, не меняется:  $w_{2н} = w_{1н}$ . Составляющая скорости, перпендикулярная фронту скачка, меняется по закону прямого скачка. После косого скачка скорость меняет направление — схема на рис. 4.19.8.

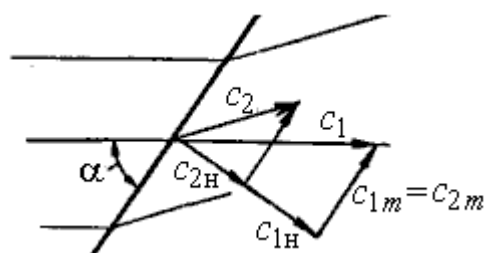


Рис. 4.19.8. Схема изменения скорости в косом скачке уплотнения

Отношение давлений в потоке до и после скачка:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{2k}{k+1} M_{w1}^2 \sin^2 \alpha - \frac{k-1}{k+1}, \quad (4.19.7)$$

В косом скачке изменение параметров газа менее значительно, чем в прямом. В частности, меньше и волновые потери. Поскольку у трансзвуковых решеток скорость после косого скачка дозвуковая, то нет и потерь отрыва при взаимодействии скачка уплотнения с пограничным слоем. На номинальном режиме трансзвуковые решетки обеспечивают КПД ступеней, незначительно уступающий КПД дозвуковых. Но из-за острой входной кромки и высоких  $M_{w1}$ , у них очень узок диапазон углов атаки, в которых решетка работоспособна.

Более эффективными трансзвуковыми профилями сейчас считаются многодуговые (МСА). Их спинка образована двумя дугами окружности, за счет чего положение максимальной толщины и изогнутости профиля отодвинуто на 60% от передней кромки.

Современные **сверхзвуковые профили** имеют форму прямого клина от входной кромки до примерно середины хорды, где начинается криволинейная часть. Такие профили могут иметь тупую или достаточно толстую выходную кромку. Это нужно для того, чтобы получить достаточный момент сопротивления сечения профиля, имея в виду изгибную нагрузку от аэродинамической силы.

Представление о характере течения в рабочем колесе при скорости на входе на грани трансзвука — сверхзвука дает рис. 4.19.9. Здесь показано распределение чисел Маха в околоштулочном сечении сверхзвукового рабочего колеса — справа по данным лазерной велосиметрии, рядом — «вязкий» расчет. Обратим внимание на значительную толщину профилей и малый относительный шаг решетки в корневом сечении. Угол изогнутости небольшой.

Показанный на рисунке штриховой линией скачек уплотнения — отсоединенный, то есть он происходит до соприкосновения с входными кромками. Режиму максимального расхода (он же режим запирания, он же режим «единственного угла атаки» согласно [14]) соответствует присоединенный скачек уплотнения, начинающийся непосредственно на входной кромке.

Рис. 4.19.10 дает представление о форме лопаток сверхзвукового РК с малым втулочным отношением и о положении скачка уплотнения на двух режимах по расходу.

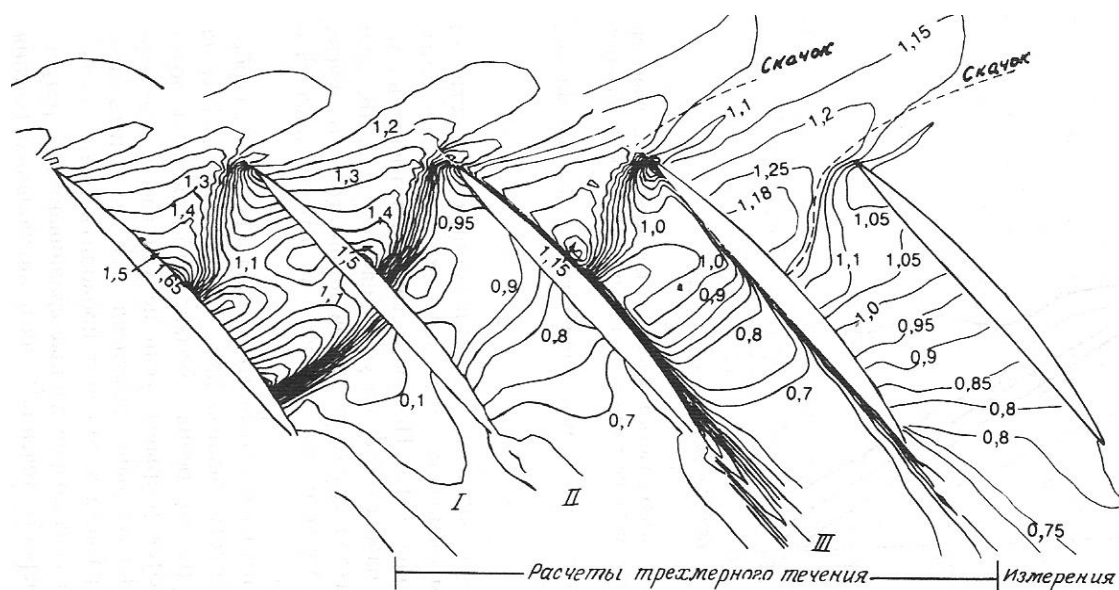


Рис. 4.19.9. Распределение чисел Маха в около втулочном сечении трансзвукового рабочего колеса [14]

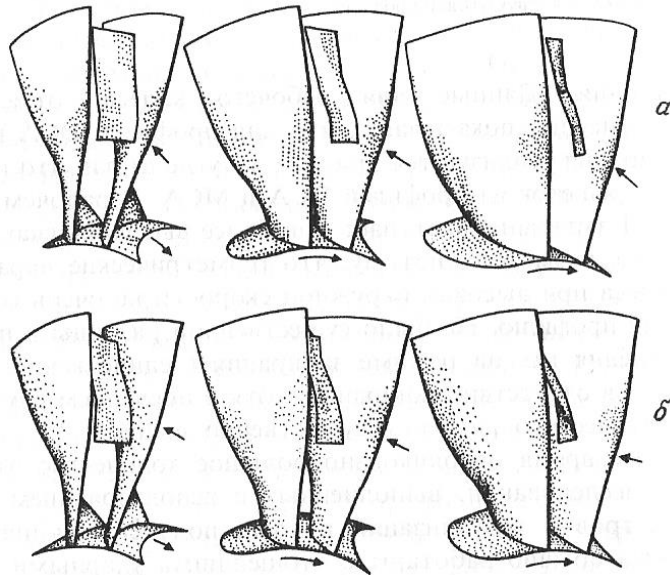


Рис. 4.19.10. Положение скачка уплотнения в рабочем колесе с малым втулочным отношением при двух режимах по расходу и при трех углах зрения [14]

Несмотря на очень малый поворот потока лопатками трансзвуковых и сверхзвуковых рабочих колес, их коэффициент напора может быть достаточно большим за счет уменьшения расходной составляющей скорости в пределах межлопаточного канала — рис. 4.19.11.

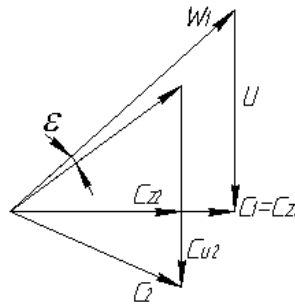


Рис. 4.19.11. Совмещенные треугольники скоростей ступени при уменьшении расходной составляющей скорости в рабочем колесе

Интенсивность скачка уплотнения зависит от кривизны спинки профиля в пределах косога среза. У двухдуговых и многодуговых профилей спинка выпуклая, поток разгоняется перед входной кромкой соседней лопатки. Повышенная интенсивность скачка провоцирует более сильный отрыв потока и большие потери.



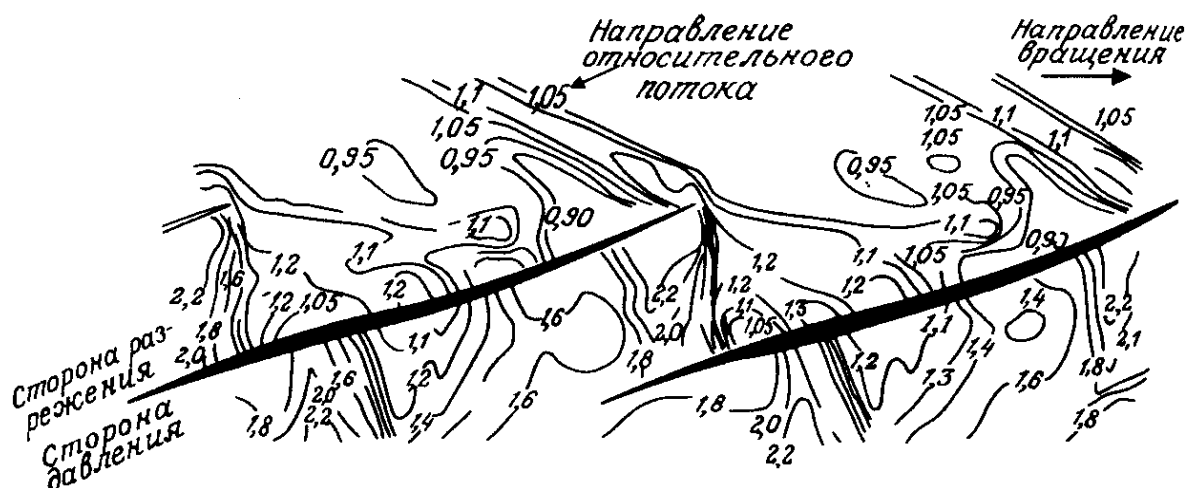


Рис. 4.19.12. Поле статических давлений в периферийном сечении рабочего колеса с «отрицательным изгибом профилей»,  $u_n \approx 550$  м/с. [14]

У сверхзвуковых профилей начальный участок — прямой клин. Однако с учетом толщины вытеснения нарастающего пограничного слоя поверхность клина становится как бы выпуклой для невязкого ядра потока. Для особо высоких чисел  $M$  испытаны рабочие колеса с «отрицательным изгибом профилей» — рис.4.19.12.

**О профилировании трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней.** Автор цитируемой выше монографии [14] на основании анализа проблемы и обзора публикаций приходит к выводу о том, что профилирование таких ступеней на основании продувок плоских решеток наименее обосновано по сравнению со ступенями дозвуковыми. Причины:

- более высокое отношение давлений ведет к сильному изменению проходных сечений. Осесимметричные поверхности тока (ОПТ), следуя за формой ограничивающих поверхностей, приобретают ярко выраженную коническую форму;

- сильное изменение плотности приводит к значительному отклонению в кинематике потока даже при небольших ошибках в оценке потерь, углов отставания и т.п.;

- упомянутые ошибки в областях течения, где числа Маха близки к единице, могут привести к принципиальному отличию расчетного и фактического состояния потока (сверхзвуковой поток, вместо ожидаемого дозвукового потока, и наоборот);

- возможные существенные ошибки при расчете течения на отдельных ОПТ окажут слишком большое влияние на течение на других ОПТ. Сам квазитрехмерный подход в этих условиях представляется мало обоснованным.

Дополнительные проблемы создаются высоким уровнем окружных скоростей. В поле центробежных сил закрученные пространственные лопатки РК стремятся принять цилиндрическую форму. Указывается, что в

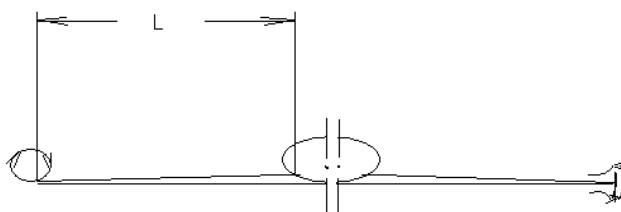
некоторых случаях угол установки профилей на периферии РК увеличивается на  $4^0$  по сравнению со статическим положением.

В связи с этим испытания плоских решеток при сверхзвуковых скоростях ведутся с исследовательскими целями, но их результаты не применяются непосредственно для профилирования ступеней, подобно диаграмме номинальных режимов в дозвуковых ступенях. Фирмы-производители разрабатывают модельные ступени и создают методики профилирования, в том числе и на базе расчетов трехмерного вязкого течения. По понятным причинам, и то, и другое остается достоянием разработчиков.

#### 4.20. ТЕЧЕНИЕ В ПРОСТРАНСТВЕННЫХ РЕШЕТКАХ

**Крыло конечного размаха.** Рассмотренная выше схема плоского обтекания профилей и решеток выявляет основные закономерности и служит основой для применения испытаний профилей и прямых решеток в аэродинамических трубах — с последующим применением обобщенных результатов для рационального выбора размеров и аэродинамического расчета. Разумеется, расчет должен учитывать отличие реальных условий работы от идеализированной схемы обтекания бесконечно длинных профилей и решеток.

Основное применение отдельные профили находят в качестве крыльев самолетов. В отличие от идеализированной схемы, эти крылья имеют конечную длину  $L$  — рис. 4.20.1. На концах крыльев воздух перетекает с нижней поверхности на верхнюю поверхность из-за разности давлений — нагрузки профиля. Плоское течение приобретает пространственный характер, который можно схематизировать в виде продольного обтекания с наложенным на него вихревым вторичным течением. Два противоположно вращающихся вихря уходят за крыльями самолета бесконечно. На конце крыла подъемная сила уменьшается, а сопротивление растет, так как часть кинетической энергии приобретает вихревой характер и превращается в тепло при торможении силами вязкости.



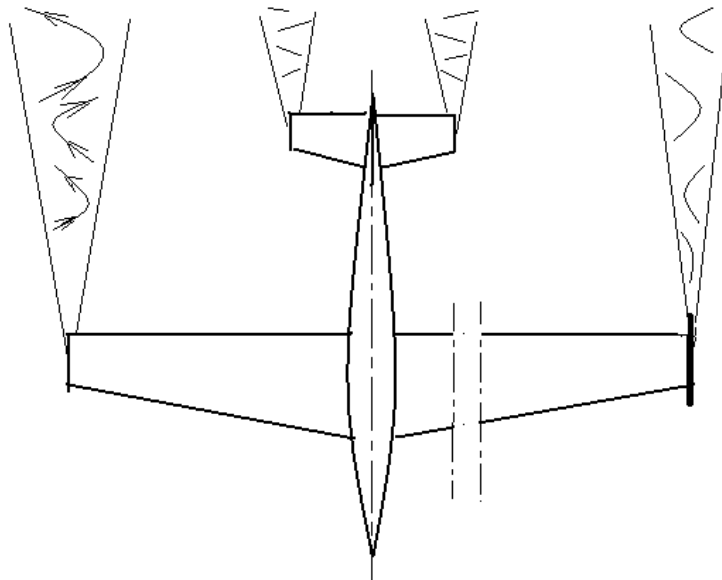


Рис. 4.20.1. Схема образования вихрей на конце крыльев конечного размаха. Слева — обычное крыло, справа — крыло с пластиной для уменьшения вихреобразования

Для уменьшения вихревых потерь на торце крыла иногда устанавливают поперечную пластину, затрудняющую перетекание воздуха под разностью давлений. Сама пластина создает дополнительное сопротивление, поэтому суммарный эффект может быть и отрицательным. Радикальный способ уменьшения доли рассматриваемой доли потерь — применение крыльев с большим удлинением  $l/B$  — отношением размаха крыла к хорде профиля. Тогда концевые эффекты ухудшают обтекание меньшей части крыла. По этой причине самолет АНТ-25, на котором в 1930-е годы совершались рекордные по длине перелеты из СССР в США через Северный полюс, имел необычно длинные и узкие (с малой хордой) крылья.

**Течение в зазоре «торец лопатки – корпус».** Лопатки ротора ОК, вращающиеся с окружной скоростью  $u_n$ , измеряемой сотнями метров, ни в коем случае не должны касаться корпуса, что вызвало бы немедленную аварию. Необходимый зазор должен компенсировать возможные неточности сборки, деформации ротора и корпуса при работе — температурные и от нагрузок, перемещения ротора в зазорах подшипников. В зазоре «торец лопатки — корпус» возникает вихревое течение, подобное обтеканию конца крыла — рис. 4.20.2 б). Сколь ни будь значительная величина радиального зазора привела бы к недопустимому снижению КПД осевой ступени.

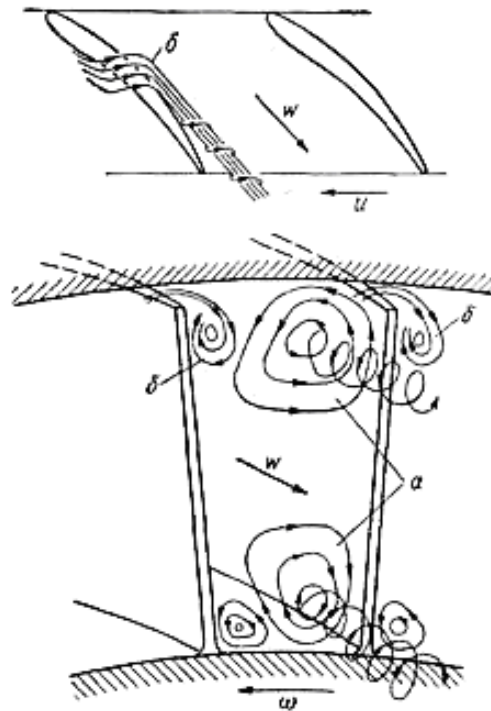


Рис. 4.20.2. Образование вторичных токов кольцевой решетки: а — в канале; б — в радиальном зазоре [18]

Современные численные методы способны рассчитать негативные эффекты течения в радиальном зазоре лопатка — корпус (или «лопатка — ротор» в направляющем аппарате). Для быстрой оценки возможного падения КПД из-за слишком большой величины радиального зазора используют эмпирическую формулу:

$$\Delta\eta = 2,8\left(\frac{\delta_r}{l} - 0,01\right)\%, \quad (4.20.1)$$

где  $\Delta\eta$  — уменьшение КПД при относительном радиальном зазоре  $\frac{\delta_r}{l}$  более 1%.

Обращает внимание факт, что при размере радиального зазора менее 1% от высоты лопатки, негативный эффект существования зазора считается ничтожным. Дело в том, что на поверхности корпуса существует пограничный слой, в котором скорости течения малы из-за торможения о поверхность. Мала

так же и скорость перетекания через зазор. То есть, формула (4.20.1) исходит из наличия пограничного слоя на поверхности корпуса с толщиной потери импульса не менее 1% от высоты лопатки. Если же зазор больше, то это ведет к потере КПД равной 2,8% на каждый процент увеличения зазора.

Надо иметь в виду, что толщина потери импульса связана не столько с высотой лопатки, сколько с ее хордой, так как пограничный слой развивается при движении газа от одного контрольного сечения к другому. Формулу (4.20.1) следует рассматривать как очень приближенную, хотя и правильно указывающую на недопустимость больших радиальных зазоров  $\delta_r$ .

В результате перетекания газа через радиальный зазор в области торца лопатки давление на вогнутой поверхности несколько снижается, а на выпуклой — повышается, т. е. уменьшается перепад давления, а, следовательно, и подъемная сила. При течении вязкого газа у торцов пограничный слой будет набухать на выпуклой поверхности, и утоняться на вогнутой. Возникающие вихри образуют поле дополнительных составляющих скоростей, которые вызывают отклонение потока за лопаткой в сторону вогнутой поверхности. Перетекание через торец вызывает вторичные (индуктивные) потери, связанные как с затратой энергии на образование вихревого следа, затухающего в вязком газе с преобразованием его энергии в тепло трения, так и с изменением обтекания профиля в области торцов, где изменяется профильное сопротивление.

**Потери на ограничивающих поверхностях.** На ограничивающих поверхностях возникают потери трения в трехмерных пограничных слоях. Для расчетов при первичном профилировании полные потери в решетке принято условно (поскольку все процессы течения взаимосвязаны) делят на три группы: профильные потери, потери трения на ограничивающих поверхностях и вторичные или индуктивные потери. Считается, что при выполнении существующих правил профилирования отрывы потока на ограничивающих поверхностях не должны возникать.

Полные потери в реальной лопаточной решетке могут быть определены с помощью коэффициента лобового сопротивления  $c_w$ , представляющего сумму коэффициентов профильного сопротивления  $c_{wp}$ , потерь трения на ограничивающих поверхностях  $c_{w0}$  при движении газа в направлении ядра потока, и потери из-за образования вторичных течений на ограничивающих поверхностях  $c_{wi}$ :

$$c_w = c_{wp} + c_{w0} + c_{wi}. \quad (4.20.2)$$

Суть деления потерь на ограничивающих поверхностях на две составляющие поясняет схема на рис. 4.20.3. В ядре потока его скорость равна  $W$  на ограничивающей поверхности в пределах пограничного слоя скорость  $w$  (обозначать скорость большой буквой в ядре потока и малой — в пограничном слое принято при сравнении вязкой и невязкой области течения).

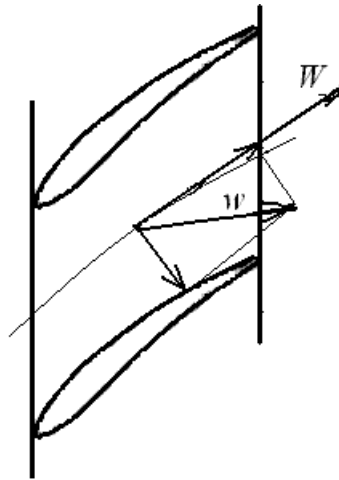


Рис. 4.20.3. Схема образования вторичного течения на ограничивающих поверхностях

В пограничном слое медленно движущийся поток «подсасывается» к поверхности разрежения лопатки. Чем ближе к поверхности, тем меньше скорость потока и тем сильнее его направление отличается от направления потока в ядре — полная аналогия с образованием трехмерного пограничного слоя на ограничивающих поверхностях обычного криволинейного канала. Для упрощения анализа течение в пограничном слое рассматривают как сумму течений в направлении основного потока, и перпендикулярного этому направлению вторичного течения. Потери от первой составляющей течения отражает в уравнении (4.20.2) коэффициент  $c_{w0}$ , от второй —  $c_{wi}$ .

Простейший способ расчета потерь трения на ограничивающих поверхностях основан на аналогии с потерями трения в прямой трубе. В данном случае речь идет о кольцевом пространстве между цилиндрическими поверхностями корпуса и ротора гомогенной ступени. В отличие от прямой

трубы поток, естественно, движется не в осевом направлении, а вращается вокруг оси  $z$  с окружными составляющими  $w_u$  и  $c_u$  в решетках РК и НА соответственно. По аналогии с потерей давления в трубе на элементарном участке длины проточной части в направлении хорды лопатки  $dB$ :

$$dp_w = \lambda_1 \rho \frac{w^2}{2} \frac{dB}{d_z}, \quad (4.20.3)$$

где  $\lambda_1$  - некий эмпирический коэффициент трения, постоянный по длине проточной части ступени. Подстрочный индекс «1» указывает на то, что численное значение коэффициента не должно быть равно значению коэффициента трения в трубе  $\lambda$ , рассмотренному в ч. 3.

Гидравлический диаметр равен:

$$d_z = \frac{4f}{U} = \frac{4\pi(r_n^2 - r_{em}^2)}{2\pi r_n + 2\pi r_{em}} = 2l, \quad (4.20.4)$$

– учетверенное проходное сечение, отнесенное к смоченному периметру, равно удвоенному расстоянию между поверхностями — высоте лопатки.

Интегрируя потерю давления — уравнение (4.20.3) по длине лопатки получим:

$$\Delta p_w = \int_1^2 \lambda_1 \rho \frac{w^2}{2} \frac{dB}{2l} = \lambda_1 \rho \frac{w_{cp}^2}{2} \frac{B}{2l}. \quad (4.20.5)$$

Условие равновесия силы сопротивления и потерянного давления

$$F_{w0} = c_{w0} \rho \frac{w_{cp}^2}{2} Bl = \Delta p_w t l, \quad (4.20.6)$$

откуда:

$$c_{w0} = \lambda_1 \frac{t}{2l}. \quad (4.20.7)$$

Подобно коэффициенту трения для трубы  $\lambda$ , коэффициент трения  $\lambda_1$  так же зависит от критерия Рейнольдса и шероховатости. Но в отличие от трубы, в ступени ОК происходит диффузорное движение газа с развитием пограничного слоя. А. Хауэлл предложил эмпирический коэффициент в формуле (4.20.7), игнорирующий роль этих факторов, но учитывающий трение не только в пределах собственно решетки, но и в осевом зазоре между соседними лопаточными аппаратами ступени:

$$c_{w0} = 0,02 \frac{t}{l} = 0,02 \frac{t/B}{l/B}. \quad (4.20.8)$$

Несмотря на то, что формула игнорирует очевидные влияющие факторы, по мнению автора монографии [14], отразившего в своей книге результаты сотен исследований западных специалистов, это простое соотношение вполне пригодно для приближенного анализа потерь на ограничивающих поверхностях дозвуковых ступеней ОК.

Вторая составляющая потеря на ограничивающих поверхностях — вторичные потери. Их появление связано с разностью давлений на лопатках. Эта разность давлений в безразмерном виде характеризуется коэффициентом подъемной силы  $c_a$ . Возникающее под разностью давлений вторичное течение в пограничном слое поверхностей корпуса и ротора является причиной появления парного вихреобразного течения, показанного на рис. 4.20.2 а выше. Такие вихри возникают у основания рабочих лопаток на роторе и у поверхности высокого давления лопатки на периферии. В противоположном углу такой вихрь взаимодействует с протеканием через радиальный зазор.



Наличие концевых течений (в канале и в радиальном зазоре) вызывает изменение параметров газа вблизи ограничивающих поверхностей, изменяет направление потока за решеткой, а также увеличивает потери, как за счет вихреобразования, так и за счет нарушения обтекания сечений, близких к торцам лопаток. Вторичные явления оказывают наибольшее влияние на концевые сечения лопаток.

В осевых компрессорах вторичные потери определяют экспериментально по разности между полными замеренными потерями в действительной решетке и потерями профильными и на ограничивающих поверхностях. При этом к вторичным потерям автоматически относят все прочие неучтенные потери. Для грубо приближенного вычисления вторичных потерь рекомендуют формулу А.Хауэлла [18]:

$$c_{wi} = 0,018c_a^2. \quad (4.20.9)$$

Несмотря на то, что эта формула не учитывает относительное удлинение лопаток, по мнению [14] ее можно применять для оценочных расчетов. Ряд авторов рекомендуют к использованию формулу, учитывающую тот факт, что доля вторичных потерь в решетке с относительно более длинными лопатками должна быть меньше [18]:

$$c_{wi} = 0,113 \frac{c_a^2}{\pi \frac{l}{B}}, \quad \text{где } \pi = 3,141. \quad (4.20.10)$$

Согласно формуле (4.20.10) коэффициент индуктивного сопротивления  $c_{wi}$  падает с ростом  $l/B$ . Чем короче лопатка, тем большая доля потерь приходится на единицу длины лопатки, так как абсолютная величина вторичных потерь мало зависит от длины лопатки, но определяется длиной межлопаточного канала (хордой  $B$ ), в котором развиваются вторичные явления. При очень коротких лопатках вторичные токи занимают большую часть канала и вызывают резкое повышение потерь.

Приведенные выше соотношения позволяют рассчитать коэффициент полной силы сопротивления лопаточной решетки  $c_w = c_{wp} + c_{w0} + c_{wi}$ . Знание этого коэффициента позволяет определить коэффициент потерь решетки

$\zeta = h_w / 0,5w_1^2$ . Потерянную в решетке мощность можно определить как произведение потеряннного напора на массовый расход, и как произведение силы сопротивления на средневекторную скорость:  $h_w \bar{m} = R_w w_{cp}$ , или  $0,5\zeta w_1^2 \rho w_z t l = c_w \rho 0,5 w_{cp}^3 B l$  (соотношение для одного межлопаточного канала), откуда:

$$\zeta = c_w \frac{w_{cp}^2}{w_1^2} \frac{w_{cp}}{w_z} \frac{B}{t} = \frac{c_w}{\sin \beta_{cp}} \frac{t}{B} \left( \frac{w_{cp}}{w_1} \right)^2. \quad (4.20.11)$$

Потеря КПД в решетке, соответствующая ее коэффициенту потерь и коэффициенту напора рабочего колеса  $\Delta\eta = h_w / h_T = 0,5 \frac{\zeta}{\psi_T} (w_1 / u)^2$ , выраженная через коэффициент силы сопротивления:

$$\Delta\eta = 0,5 \frac{c_w}{\psi_T} \left( \frac{w_{cp}}{u} \right)^2 \frac{w_{cp}}{w_z} \frac{B}{t}. \quad (4.20.12)$$

#### **Радиальное вторичное течение в пограничных слоях на лопатках.**

На рис. 4.20.4 показаны треугольники скоростей газовых частиц в ядре и в пограничном слое. Треугольники условно показаны с положением газовых частиц в середине канала. На самом деле речь идет о частицах в ядре, и в пограничных слоях на передней и задней поверхностях лопаток.

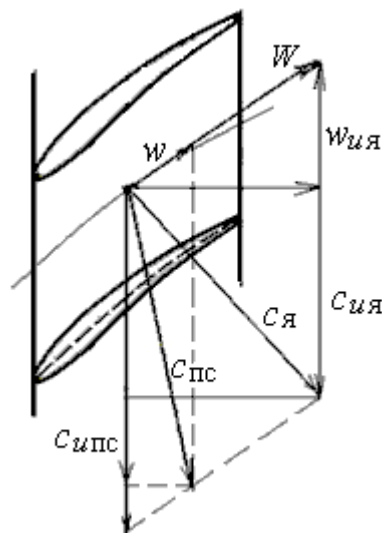


Рис. 4.20.4. Треугольники скоростей газовых частиц в ядре и в пограничном слое

В абсолютной системе координат окружная скорость газовых частиц в ядре потока РК равна  $\vec{c}_{иЯ} = \vec{w}_{иЯ} + \vec{u} \prec \vec{u}$ , так как  $\vec{w}_{иЯ}$  отрицательная величина. В пограничных слоях на лопатках относительная скорость уменьшается и окружная составляющая  $c_{иПс} \rightarrow u \succ c_{иЯ}$ .

Так как в пограничных слоях скорость вращения больше, нарушается условие радиального равновесия:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_{иЯ}^2}{r} \prec \rho \frac{c_{иПс}^2}{r}. \quad (4.20.13)$$

Быстрее вращающиеся частицы в пограничных слоях на обеих поверхностях лопаток не уравновешиваются радиальным градиентом давления, создаваемым вращением газа в ядре потока. Пограничный слой на лопатках становится трехмерным за счет появления радиальной составляющей, перемещающей газы частицы к периферии.

На поверхностях неподвижных лопаток направляющего аппарата радиальное движение частиц в пограничных слоях направлено противоположно — от периферии к центру. Там в ядре поток вращается со скоростью  $c_{иЯ} \succ c_{иПс}$

из-за торможения газа в пограничных слоях. Градиент давления  $\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_{иЯ}^2}{r}$

оттесняет медленно движущиеся частицы пограничного слоя от периферии к центру.

Радиальные вторичные течения на поверхностях лопаток оказывают такое же негативное воздействие, как и рассмотренные выше вторичные течения на ограничивающих поверхностях. Потери на ограничивающих поверхностях и все вторичные потери в сумме имеют такой же порядок, как и профильные потери, а в решетках с небольшим удлинением лопаток превосходят их. Усилия современных исследователей в большой мере связаны с уменьшением негативной роли этой части потерь напора. Эффективным считается применение компьютерных программ расчета вязкого пространственного потока. Разработаны лопаточные аппараты специальной формы, от применения которых ожидают повышения КПД за счет подавления вторичных течений.

#### 4.21. ОСОБЕННОСТИ ОБТЕКАНИЯ РЕАЛЬНЫХ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ

Использование результатов продувки плоских решеток для расчета и профилирования реальных лопаточных аппаратов основано на том, что на газовые частицы, движущиеся по цилиндрической поверхности вокруг оси ротора, действуют те же силы инерции, что и при движении в плоской решетке. Поэтому плоская решетка считается аналогом решетки элементарной ступени ( $r_n = const$ ,  $r_{em} = const$ ), в которой поверхностями тока предположительно являются цилиндрические поверхности, соосные с цилиндрическими поверхностями корпуса и ротора. В действительности в ступени коническую форму имеет либо одна из ограничивающих поверхностей, либо обе. Кроме того, и в ступени с цилиндрическими ограничивающими поверхностями действительные поверхности тока между ними тоже не являются цилиндрическими. Перечислим основные отличия реальных условий от более простой картины движения газа в плоских решетках.

**Влияние конечной толщины лопаток.** В [18] показано, что под воздействием изменения проходных сечений лопатками крыловых профилей с меняющейся вдоль хорды толщиной, происходит искажение формы линий тока в меридиональной плоскости — рис. 4.21.1.

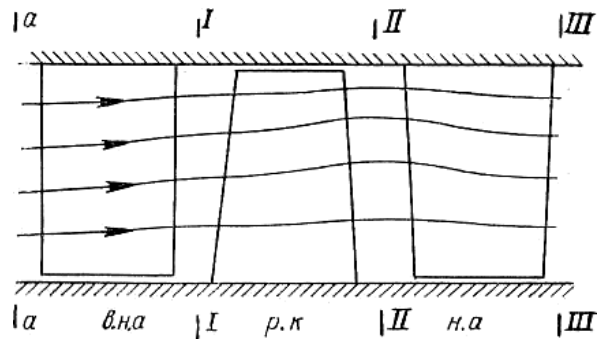


Рис. 4.21.1. Искажение формы линий тока в меридиональной плоскости ступени ОК под воздействием конечной толщины лопаток

**Влияние конечного числа лопаток.** В [18], показано, что следствием воздействия на поток конечного числа лопаток в межлопаточном канале поверхности тока становятся не цилиндрическими и не коническими, а приобретают пространственную форму — поверхности  $S_1$  на рис. 4.21.2.

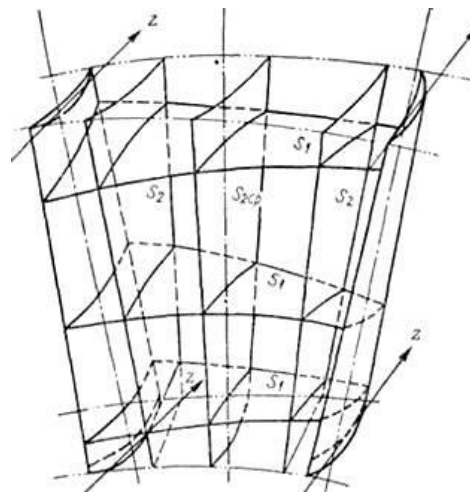


Рис. 4.21.2. Взаимно пересекающиеся поверхности тока  $S_1$ ,  $S_2$  для численного решения задачи обтекания лопаток

**Влияние конической формы поверхностей ротора и (или) корпуса. Форма решетки.** Так как при сжатии в проточной части объемный расход газа уменьшается в последовательно расположенных контрольных сечениях, должна уменьшаться и высота лопаток. Это можно делать, придавая

коническую форму с уменьшающимся диаметром корпусу, либо с увеличивающимся диаметром ротору, либо делая коническими обе ограничивающие поверхности. Если лопатка спроектирована как совокупность элементарных решеток на цилиндрических поверхностях, то ее пересечение конической поверхностью изменит форму и размеры профилей.

На рис. 4.21.3 показана схема пересечения лопатки конической поверхностью. Лопатка сформирована совокупностью профилей элементарных прямых решеток. Из простых тригонометрических соотношений следует, что на конической поверхности хорда профиля станет больше:

$$B_{\gamma} = B / \cos \gamma, \quad (4.21.1)$$

где  $\gamma$  — угол между образующей конической поверхности и осью  $z$ .

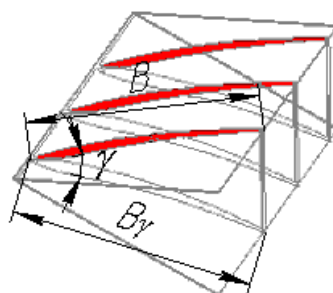


Рис. 4.21.3. Искажение формы профиля при пересечении лопатки конической поверхностью

Понятно, что при этом изменится относительный шаг и другие относительные размеры. Кроме этого, изменятся и лопаточные углы по соотношению:

$$\cos \beta_{\text{л}\gamma} = \cos \beta_{\text{л}} \cos \gamma. \quad (4.21.2)$$

Изменившиеся геометрические соотношения повлияют на условия обтекания и характеристики элементарных решеток, из которых составлен лопаточный аппарат реальной ступени.

**Влияние конической формы поверхностей ротора и (или) корпуса.**  
**Воздействие Кориолисовой силы.** При движении газа с изменением расстояния от центра во вращающейся решетке, на газовые частицы действует сила Кориолиса (подобно течению в РК центробежного компрессора или центростремительной турбины). Эта сила не моделируется при испытаниях неподвижных плоских решеток в аэродинамических трубах, и искажает картину течения, полученную при продувке.

**Вторичные течения на ограничивающих поверхностях и на лопатках** искажают картину обтекания в элементарных решетках.

В результате спроектированная на основании данных испытания плоских решеток ступень вряд ли сразу покажет наивысший возможный КПД и необходимое отношение давлений. В настоящее время эффективным средством анализа «узких мест» — зон несоответствия реальных величин и направления скоростей потока рассчитанным треугольникам скоростей, вытекающие отсюда неприемлемые значения углов атаки и пр. — являются расчеты вязкого пространственного потока. На основании получаемой информации в форму лопаточных решеток можно ввести соответствующие изменения, и затем проверить результаты испытанием модели проточной части на экспериментальном стенде.

Таким образом, профилирование проточной части ОК по результатам испытания плоских решеток следует рассматривать как метод первичного проектирования — для последующей корректировки более сложными расчетными приемами с проверкой модельными испытаниями. Создание реального компрессора без предшествующего цикла проверки первичного проектирования было бы неприемлемым риском.

## 5. СТУПЕНЬ ТУРБОКОМПРЕССОРА

### 5.1. СОСТАВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И СТУПЕНЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Проточная часть ОК состоит из входного устройства, группы ступеней и выходного устройства — рис. 5.1.1. Проточная часть ЦК состоит из входного устройства и группы ступеней. Выходное устройство является частью последней (концевой) ступени. У многоступенчатых компрессоров газ последовательно переходит из предыдущей ступени в последующую ступень, получая от рабочего колеса каждой из них механическую работу, идущую на его сжатие и перемещение, изменение кинетической энергии и на преодоление сопротивления движению (уравнение Бернулли). В ступенях турбокомпрессора осуществляется основной рабочий процесс ТК.

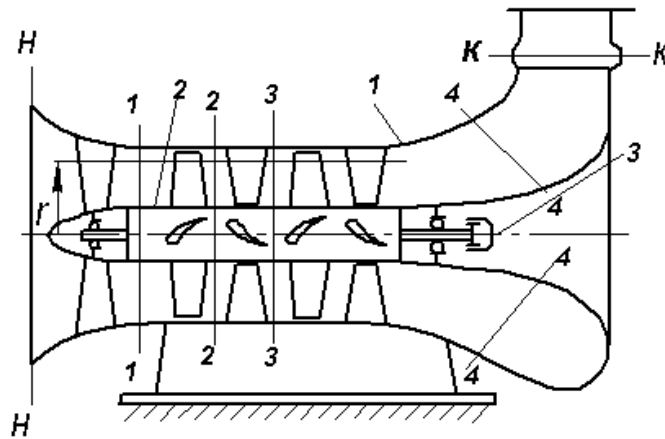


Рис. 5.1.1. Схема многоступенчатого (двухступенчатого) осевого компрессора

У большинства типов ступеней ОК на входе в РК нужно создать закрутку потока. Для этого перед первой ступенью в корпусе устанавливается ряд лопаток — **входной направляющий аппарат (ВНА)**. По традиции ВНА не относят к группе ступеней, а включают в состав входного устройства. У последующих ступеней необходимая закрутка на входе создается направляющим аппаратом предшествующей ступени. Рабочие колеса ЦК обычно работают без закрутки потока на входе.

На выходе из последней ступени поток может иметь закрутку, для устранения которой устанавливают дополнительный ряд лопаток — **спрямляющий аппарат (СА)**. СА также не относят к группе ступеней, а включают в состав выходного устройства.



Ступень осевого компрессора состоит из рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА) — (рис. 5.1.2 а).

Ступени ЦК состоят из трех элементов (рис. 5.1.2 б):

- рабочее колесо того или иного типа (радиальное, осерадиальное),
- диффузор того или иного типа (лопаточный, безлопаточный, канальный),
- обратно-направляющий аппарат для подвода газа к последующей ступени, или выходное устройство у последней (концевой) ступени.

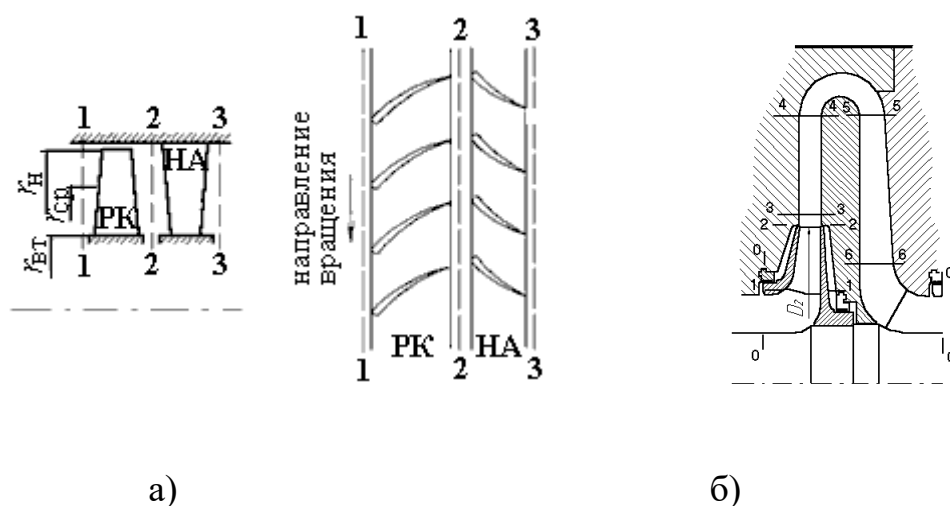


Рис. 5.1.2. Схемы ступеней:

(а) – схема осевой ступени и развертка на плоскость кольцевых лопаточных решеток рабочего колеса и направляющего аппарата; (б) – схема центробежной ступени промежуточного типа

## 5.2. ХАРАКТЕРНЫЕ СКОРОСТИ В СТУПЕНЯХ ОСЕВЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Рабочий процесс ТК осуществляется в результате взаимодействия лопаточных аппаратов с рабочим телом — газом, движущимся с высокими скоростями. Соотношение между абсолютной, относительной и переносной скоростями  $c, w, u$  и их составляющими не может быть произвольным, что становится очевидным из рассмотрения особенностей рабочего процесса. При анализе соотношений между скоростями в качестве характерной скорости, по отношению к которой оцениваются другие скорости и их компоненты, принимают окружную скорость вращения рабочего колеса  $u$ .

Из рис. 5.1.2 очевидно, что на разных радиусах окружная скорость лопатки ОК и ЦК ( $u = \omega r$ ) различна. В качестве характерной скорости в зависимости от конкретной задачи у ОК принимают:

- окружную скорость на наружном радиусе лопатки  $u_H$ :

$$u_n = \omega r_n = \frac{\pi D_n n}{60}, \quad (5.2.1)$$

– окружную скорость на некотором промежуточном радиусе  $u_p$ , на котором производится предварительный расчет ступени (выбор  $r_p$  поясняется в следующем разделе):

$$u_p = \omega r_p = \frac{\pi D_p n}{60}, \quad (5.2.2)$$

У центробежных ступеней в качестве характерной скорости используют окружную скорость вращения лопаток на выходе из РК:

$$u_2 = \omega r_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \quad (5.2.3)$$

где  $n$  — скорость вращения ротора, об/мин.

### 5.3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СТУПЕНИ. КОЭФФИЦИЕНТЫ РАСХОДА

Из уравнения неразрывности следует, что массовый расход компрессора и всех его ступеней одинаков<sup>1</sup>:

$$\bar{m}_{\text{к-ра}} = \bar{m}_1 = \bar{m}_2 = \bar{m}_3 = \dots = \bar{m}_z. \quad (5.3.1)$$

---

<sup>1</sup> В некоторых случаях у компрессоров может быть сделан промежуточный подвод или отвод газа. При этом у групп ступеней до и после подвода/отвода расход отличается.

Проектируемый компрессор и его ступени должны обеспечить заданный массовый расход на расчетном режиме. Однако размеры проточной части определяет не массовый, а объемный расход.

$$\bar{V}_{расч} = \frac{\bar{m}_{расч}}{\rho_{расч}} = c_{m\ расч} f, \quad (5.3.2)$$

где  $c_{m\ расч}$  — меридиональная проекция скорости при заданной проектировщику величине объемной производительности компрессора;  $f$  — площадь поперечного сечения проточной части.

Чем больше расходная скорость на расчетном режиме, выбранная проектировщиком, тем более компактной получится проточная часть. Однако принимать необоснованно большие значения расходной скорости нельзя. Рассмотрение треугольников скоростей показывает, что соотношение между абсолютной, относительной и переносной скоростями  $c$ ,  $w$ ,  $u$  и их составляющими, в том числе и  $c_m$ , не может быть произвольным. Для удобства анализа и расчета вводятся безразмерные коэффициенты расхода, представляющие отношение расходной скорости — проекции абсолютной, или относительной скорости на меридиональную плоскость  $c_m = w_m$  — к окружной скорости:

$$\varphi = \frac{c_m}{u} = \frac{w_m}{u}. \quad (5.3.3)$$

Ради простоты анализа на начальном этапе рассматривают так называемую гомогенную ступень ОК. Для нее характерно допущение о том, что частицы газа движутся по цилиндрическим поверхностям тока, оставаясь везде на том радиусе, на котором они подошли к рабочему колесу. Кроме того, принимается допущение о том, что расходные составляющие скорости одинаковы вдоль поверхностей тока. У гомогенной ступени:

$$\left. \begin{aligned} c_m = w_m = c_z = w_z, \\ c_{z1} = w_{z1} = c_{z2} = w_{z2} = c_{z3} = w_{z3} \end{aligned} \right\} \quad (5.3.4)$$

При расчете и анализе ступеней ОК принято использовать два вида коэффициентов расхода:

— **коэффициент расхода на расчетном радиусе ступени:**

$$\varphi = \frac{c_{zP}}{u_p}, \quad (5.3.5 \text{ а})$$

— коэффициент расхода на наружном радиусе ступени:

$$\varphi_H = \frac{c_{zcp}}{u_H}. \quad (5.3.5 \text{ б})$$

В формулу (5.3.5 а) входит местное значение  $c_{zP}$  на расчетном радиусе. Коэффициент расхода  $\varphi$  определяет форму треугольников скоростей на расчетном радиусе, что необходимо для проектирования лопаточных аппаратов. Проектировщик должен выбрать то или иное значение этого коэффициента в начале проектирования.

Значение  $\varphi_H$  удобно использовать для представления рассчитанных характеристик спроектированной ступени, или измеренных характеристик испытанной ступени. В этом случае величина коэффициента расхода позволяет однозначно рассчитать объемный расход  $\bar{V} = c_z \pi (r_H^2 - r_{BT}^2) = \varphi_H u_H \pi (r_H^2 - r_{BT}^2)$ . Понятно, что в данном случае под расходной скоростью понимается ее среднерасходная

$$\text{величина } c_{zcp} = \frac{\bar{V}}{\pi (r_H^2 - r_{BT}^2)} = \frac{\int_{r_{BT}}^{r_H} c_z 2\pi r dr}{\pi (r_H^2 - r_{BT}^2)}.$$

У центробежных ступеней расходная скорость разная в разных контрольных сечениях, поэтому там необходимо рассматривать разные коэффициенты расхода, хотя расходные скорости относятся к одной и той же характерной скорости:

$$\varphi_0 = \frac{c_{m0}}{u_2}; \quad \varphi_1 = \frac{c_{m1}}{u_2}; \quad \varphi_2 = \frac{c_{m2}}{u_2}; \quad \varphi_3 = \frac{c_{m3}}{u_2} \quad \text{и т.д.} \quad (5.3.6)$$

Наиболее употребительны при расчете и анализе коэффициенты расхода на входе и выходе лопаточных аппаратов РК. В случае РК с радиально расположенными лопатками, как на рис. 5.1.2, б, приближенно принимают  $c_m = c_r$ :

$$\varphi_1 = \frac{c_{r1}}{u_2}; \quad \varphi_2 = \frac{c_{r2}}{u_2}. \quad (5.3.7)$$

Расходные скорости  $c_m$  неодинаковы по площади контрольного сечения, к которому относится тот или иной коэффициент расхода. В формулах (5.3.6), (5.3.7) под  $c_m$ ,  $c_r$  понимаются их средние величины по площади сечения.

Численные значения коэффициентов расхода  $\varphi$  определяют форму треугольников скоростей. Если рассматривать работу ступеней (или компрессора) при разных оборотах, но с одинаковыми по форме треугольниками скоростей, то объемная производительность оказывается пропорциональной окружной скорости (т.е. оборотам ротора). Массовая производительность меняется не вполне пропорционально, так как при изменении скоростей потока меняется плотность газа:

$$\bar{V} = c_m u = \varphi u f, \quad \bar{m} = \rho \bar{V} = \frac{P}{RT} \varphi u f. \quad (5.3.8)$$

**Условный коэффициент расхода.** Основой газодинамической теории ТК и практики их проектирования служат результаты испытания моделей компрессоров и ступеней на специальных установках — экспериментальных стендах. Модели ступеней отличаются размерами от натуральных компрессоров, но имеют одинаковую с ними форму проточной части. Теория подобия определяет условия, при которых безразмерные газодинамические характеристики моделей и натуральных ступеней (компрессоров) совпадают. Аргументом при построении безразмерных характеристик выступает безразмерный коэффициент расхода, а не массовый или объемный расход, как у размерных характеристик.

Однако при использовании «физических» коэффициентов расхода  $\varphi$  по формулам (5.3.5) или (5.3.6), (5.3.7) для определения массового расхода нужно знать плотность газа и площадь соответствующего контрольного сечения — формула (5.3.8). Чтобы избежать излишних вычислений при расчете компрессора по характеристикам модельных ступеней, целесообразно использовать так называемый **условный коэффициент расхода**, который равен для осевых и центробежных компрессоров и ступеней (применительно к последним этот коэффициент применяется чаще):

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_1^* \frac{\pi}{4} D_H^2 u_H} = \frac{\bar{V}_1^*}{\frac{\pi}{4} D_H^2 u_H} \text{ (ОК)}, \quad \Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} = \frac{\bar{V}_0^*}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} \text{ (ЦК)}. \quad (5.3.9)$$

В формулах (5.3.9) плотность газа условная, так как подсчитывается по полному давлению и температуре:  $\rho^* = \frac{P^*}{RT^*}$ . Соответственно, в формулы входит условный объемный расход  $\bar{V}^* = \frac{\bar{m}}{\rho^*}$ . Расходная скорость так же

условна, поскольку объемный расход относится не к одному из фактически существующих проходных сечений, но к площади, занимаемой РК в радиальной плоскости  $F_{pk} = \frac{\pi}{4} D_2^2$ .

При использовании условного коэффициента расхода расчетчику достаточно выбрать его значение, соответствующее расчетному режиму компрессора и определить диаметр РК проектируемой ступени:

$$D_2 = \sqrt{\frac{\bar{m}_{расч}}{\rho_{0\ расч}^* \frac{\pi}{4} \Phi_{расч} u_{2\ расч}}}. \quad (5.3.10)$$

При использовании этой формулы окружная скорость должна быть выбрана исходя из необходимой работы сжатия и с учетом конструктивных, прочностных и газодинамических ограничений.

Например, пусть для центробежной ступени задан массовый расход 12 кг/с и полные параметры на входе в сечении «0», соответствующие плотности  $\rho_0^* = 1,25 \text{ кг/м}^3$ . Окружную скорость следует выбрать с учетом прочностных, конструктивных и газодинамических соображений, например, 280 м/с. Если принять для расчетного режима компрессора значение  $\Phi_p = 0,060$  (при котором КПД ступени может быть наиболее высоким, как показано ниже), то по формуле (5.3.10) диаметр РК проектируемой ступени окажется равным 0,820 м, а число оборотов ротора  $n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = 6525$  об/мин.

Коэффициент расхода  $\Phi_{расч}$ , несмотря на свою условность, входит в уравнения для определения размеров проточной части центробежных ступеней и в уравнения для расчета некоторых видов потерь напора. Выбор значения  $\Phi_{расч}$  при проектировании ступени определяет не только ее размеры и скорость вращения, но и важные газодинамические свойства — максимальный КПД и форму характеристик. Эти вопросы будут рассмотрены в разделе «Ступень центробежного компрессора».

## 5.4. КОЭФФИЦИЕНТЫ НАПОРА

Компрессоры — энергетические машины, суть рабочего процесса которых заключается в том, что мощность приводного двигателя передается газу для совершения процесса сжатия и перемещения из области низкого в область высокого давления. Для того чтобы нагляднее представить использование энергетических соотношений в процессе расчета и

проектирования ТК, повторим некоторые из рассмотренных выше соотношений.

Баланс мощности в рабочем процессе ТК представляется следующим образом:

$$N_i = N_p + N_d + N_r, \quad (5.4.1)$$

где  $N_i$  — мощность двигателя, передаваемая газу рабочим колесом ступени;  $N_p$  — мощность, необходимая для повышения давления (сжатия) массового расхода газа и его перемещения из области низкого в область высокого давления;  $N_d$  — мощность, расходуемая на изменение кинетической энергии газа;  $N_r$  — мощность, расходуемая на преодоление сопротивления движению газа в проточной части.

При расчете проточной части не принято пользоваться соотношением по уравнению (5.4.1). Деление мощности на массовый расход дает величину удельной работы, т.е. работы (джоуль) на единицу массы (килограмм) газа

$h = \frac{N}{\dot{m}}$ , (Дж/кг). Для обозначения удельной работы  $h$  в турбомашинах

используют термин «напор». Уравнение сохранения энергии (5.4.1), выраженное через напоры — это известное уравнение Бернулли  $h_i = h_p + h_d + h_r$ .

Политропный напор — это механическая работа, которую необходимо сообщить каждому килограмму газа для повышения его давления от начальной величины  $p_1$  до конечного давления  $p_2$  и его перемещения из области низкого в область высокого давления (обозначения сечений «1» и «2» могут быть другими, в зависимости от рассматриваемого элемента проточной части). Политропный напор в общем случае рассчитывается по

формуле  $h_p = \int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ , которая в случае совершенного газа приводит к

уравнению

$$h_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (5.4.2 \text{ a})$$

где  $n$  — показатель политропы, т.е. показатель процесса в уравнении политропного сжатия  $\frac{p}{\rho^n} = \text{const}$ . Для сжатия при отсутствии внешнего теплообмена показатель политропы связан с показателем изоэнтропы  $k$  и

политропным КПД:  $\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}$ .

При сжатии газа с таким внешним теплообменом, что температура газа остается постоянной (воображаемый изотермный процесс) показатель политропы  $n=1$ , и расчет работы сжатия и перемещения следует выполнять по формуле:

$$h_{\text{из}} = RT_1 \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right). \quad (5.4.2 \text{ б})$$

Динамический напор — это разность кинетических энергий газа в конечном и начальном сечениях

$$h_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (5.4.2 \text{ в})$$

Как известно, последний член в правой части уравнения Бернулли — потерянный напор  $h_r$  не подлежит прямому расчету и его определение — наиболее сложная газодинамическая задача при расчете энергетических характеристик турбокомпрессоров.

**Внутренний напор**  $h_i$ , удельная работа, сообщаемая газу рабочим колесом, имеет в общем случае три составляющих:

$$h_i = h_T + h_{\text{тд}} + h_{\text{пр}}, \quad (5.4.3)$$

где:

—  $h_T$ , «теоретический напор», удельная работа, сообщаемая газу лопатками рабочего колеса,

—  $h_{\text{тд}}$ , удельная работа, сообщаемая газу в зазорах между внешними поверхностями основного и покрывающего дисков и корпусом компрессора (у центробежного рабочего колеса),

—  $h_{\text{пр}}$ , удельная работа, сообщаемая газу, перетекающему через лабиринтные уплотнения покрывающего диска в сечение «0» из сечения «2» (у центробежного рабочего колеса).

У рабочих колес ОК нет дисков и уплотнений, поэтому трение дисков и протечки в лабиринтных уплотнениях отсутствуют:

$$h_i = h_T; \quad h_{\text{тд}} = 0; \quad h_{\text{пр}} = 0. \quad (5.4.4)$$

Доля работ трения дисков и протечек  $h_{\text{тд}}$ ,  $h_{\text{пр}}$  у центробежного рабочего колеса по отношению к теоретическому напору относительно невелика (2÷6% в большинстве случаев). Для их расчета в инженерной практике используются простые полуэмпирические формулы, или «одномерные» компьютерные расчеты, обеспечивающие удовлетворительную точность. Для расчета главной и принципиально важной части подводимой к газу



механической работы двигателя используется основное уравнение турбомашин — уравнение Эйлера. Оно позволяет рассчитать теоретический напор по треугольникам скоростей перед и за рабочим колесом:

$$h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1. \quad (5.4.5)$$

Аналогично тому, как с помощью характерной скорости  $u$  был введен безразмерный коэффициент расхода, для оценки способности рабочего колеса передавать газу механическую работу вводится безразмерный коэффициент напора.

Удельная работа (напор) имеет размерность кинетической энергии — квадрата скорости  $c^2$ . Для получения безразмерного коэффициента теоретического напора выражение (5.4.5) следует разделить на квадрат характерной скорости.

Для рабочего колеса **ОК гомогенной ступени**, у которой газ движется по цилиндрическим поверхностям с  $r = \text{const}$ ,  $u_2 = u_1$ :

– на расчетном радиусе:

$$\psi_T = \frac{h_T}{u_p^2} = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u_p} = \bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1}, \quad (5.4.6 \text{ а})$$

– на наружном радиусе РК:

$$\psi_{Тн} = \frac{h_T}{u_H^2} = \frac{c_{u2н} - c_{u1н}}{u_H} = \bar{c}_{u2н} - \bar{c}_{u1н}. \quad (5.4.6 \text{ б})$$

У центробежных РК закрутка потока на входе обычно не применяется. В этом случае для РК центробежной ступени:

$$\psi_T = \frac{h_T}{u_2^2} = \frac{c_{u2}u_2}{u_2^2} = \bar{c}_{u2}. \quad (5.4.6 \text{ в})$$

Совместно с коэффициентом расхода  $\varphi$ , величина коэффициента теоретического напора определяет форму треугольников скоростей. Если рассматривать работу ступеней (или компрессора) при разных оборотах, но с одинаковыми по форме треугольниками скоростей, то подводимая к газу механическая работа оказывается пропорциональной квадрату окружной скорости (т.е. квадрату оборотов ротора). Например, для центробежной ступени

$$h_T = \psi_T u_2^2. \quad (5.4.7 \text{ а})$$

В качестве безразмерной характеристики передаваемой газу внутренней работы следует использовать коэффициент внутреннего напора:

$$h_i = \psi_i u_2^2. \quad (5.4.7 \text{ б})$$

**Коэффициент политропного напора.** Подобно коэффициентам напора, характеризующим величину подводимой к газу механической работы, вводится коэффициент политропного напора:

– для рабочего колеса ОК на расчетном радиусе:

$$\psi_p = \frac{h_p}{u_p^2}, \quad (5.4.8 \text{ а})$$

– на наружном радиусе РК:

$$\psi_{pн} = \frac{h_p}{u_n^2}, \quad (5.4.8 \text{ б})$$

– для центробежного РК:

$$\psi_p = \frac{h_p}{u_2^2}. \quad (5.4.8 \text{ в})$$

В отличие от  $\varphi$  и  $\psi_T$ , коэффициент политропного напора не связан непосредственно с кинематикой потока. Однако из формул (5.4.8) очевидно следует, что при прочих равных условиях политропный напор — работа сжатия и перемещения газа — пропорционален квадрату скорости вращения (квадрату оборотов). Это предопределяет необходимость работы ТК при высоких окружных скоростях.

## 5.5. БЕЗРАЗМЕРНОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ

Свободный или вынужденный выбор проектировщиком тех или иных значений условного коэффициента расхода  $\Phi_{расч}$  и коэффициента теоретического напора  $\psi_{Tрасч}$  предопределяет:

- размеры ступени;
- возможность или невозможность получить высокий КПД;
- возможность или невозможность получить желаемый диапазон устойчивой работы ступени (компрессора).

Анализ показывает, что эти безразмерные коэффициенты однозначно связаны с заданными при проектировании размерными параметрами ступени (компрессора):

- объемным расходом на входе;
- напором, необходимым для получения заданного отношения давлений;
- скоростью вращения ротора.

В технической литературе приводится несколько безразмерных или размерных комплексов, связывающих размерные параметры, численные значения которых сразу же указывают на ожидаемые свойства ступени (компрессора). Наиболее предпочтительным из них представляется так называемое **безразмерное число оборотов** (ради краткости можно называть его **быстроходностью**).

Формула для расчета безразмерного числа оборотов получается на основании следующих соображений:

- безразмерное число оборотов включает перечисленные выше размерные параметры (расход, напор, скорость вращения) в виде произведения;

- размерные параметры входят в формулу в разных степенях, обеспечивающих безразмерность конечного выражения. При этом для скорости вращения, как основного параметра определяющего быстроходность, выбрана первая степень.

В результате выполнения перечисленных условий получается следующее выражение для безразмерного числа оборотов [19]:

$$K_n = 2\sqrt{\pi} * n \frac{(\bar{V}_0^*)^{0,5}}{h_T^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\Psi_T^{0,75}}. \quad (5.5.1)$$

Размерности входящих параметров:

- объемный расход ( $m^3/c$ ) введен в условной форме  $\bar{V}_0^* = \frac{\bar{m}}{\rho_0^*} = \frac{\bar{m}RT_0^*}{P_0^*}$ ;
- теоретический напор  $h_T = \psi_T u_2^2$  — ЦК,  $h_T = \psi_{Тн} u_n^2$  — ОК (Дж/кг);
- скорость вращения ротора  $n$  (об/с).

Сомножитель  $2\sqrt{\pi} = 2\sqrt{3,141} = 3,545$  введен для того, чтобы непосредственно связать численное значение  $K_n$  с двумя важнейшими безразмерными параметрами ступени —  $\Phi$  и  $\psi_T$ .

Безразмерное число оборотов может быть с пользой применено к разным типам ТК. Наиболее широко оно используется в центробежных ступенях и компрессорах, предоставляя возможность быстрого анализа будущей конструкции и ожидаемых свойств. Например, для центробежных ступеней промышленных компрессоров:

– для получения высокого КПД и приемлемой характеристики диапазон коэффициента теоретического напора на расчетном режиме не следует выбирать за пределами  $\psi_{T\text{ расч}} = 0,45 - 0,65$ ;

– для получения максимального КПД диапазон условного коэффициента на расчетном режиме не следует выбирать за пределами  $\Phi_{\text{ расч}} = 0,050 - 0,075$ .

В этом случае получается, что оптимальная быстроходность ступеней промышленных ЦК лежит в пределах  $K_{n\text{ opt}} = \frac{0,050^{0,5}}{0,65^{0,75}} \cdots \frac{0,075^{0,5}}{0,45^{0,75}} \approx 0,31 \div 0,50$ .

Применение высокорасходных РК с осерадиальными пространственными лопатками позволяет получить высокий КПД при  $\Phi_{\text{ расч}} \approx 0,10 - 0,120$ . Для таких ступеней предельное значение  $K_{n\text{ opt пред}} \approx 0,62$ .

У ступеней осевых компрессоров безразмерное число оборотов значительно выше. Максимальное для осевых ступеней значение  $\Phi_{\text{ расч}} \leq 0,75$ , минимальное значение коэффициента теоретического напора по наружному диаметру  $\psi_{T\text{ мин}} \approx 0,20$ . Это означает, что для ступени ОК  $K_{n\text{ max ОК}} = \frac{0,75^{0,5}}{0,20^{0,75}} \approx$

2,9.

Минимальные значения  $K_{n\text{ opt ОК}}$  входят в зону быстроходности центробежных ступеней. Существует зона быстроходности, в которой могут применяться как те, так и другие ступени. Вообще же очевидно, что осевые компрессоры следует применять для получения больших объемных расходов и относительно малых отношений давлений. Область применения центробежных компрессоров соответствует меньшим объемным расходам, но они могут обеспечивать большие отношения давлений.

Безразмерное число оборотов позволяет быстро оценить возможную конструкцию и ожидаемые свойства заказываемого нового компрессора. По

формуле (5.5.1) следует рассчитать  $K_n$  компрессора по его расходу, напору и скорости вращения ротора и сравнить с  $K_n$  для ступеней. Обычно быстроходность компрессоров меньше, чем  $K_{n\text{opt}}$  для ступеней, поскольку для получения нужного отношения давлений требуется последовательное сжатие в нескольких ступенях. Разделив напор компрессора между несколькими ступенями, получим безразмерное число оборотов 1-й ступени компрессора, которое и следует сравнить с оптимальными значениями для ступеней ОК или ЦК.

**Пример использования  $K_n$ .** Наиболее распространенные нагнетатели ГПА магистральных газопроводов имеют мощность 16 мВт, скорость вращения ротора 5200 об/мин (определяется конструкцией газовой турбины), отношение давлений  $\pi = \frac{P_k}{P_n} = 1,44$ . При обычных параметрах газа на входе это соответствует объемному расходу  $\bar{V}_0^* = 7,50 \text{ м}^3/\text{с}$  и теоретическому напору 47700 Дж/кг, что предопределяет значение  $K_n = 0,261$  — если делать такой нагнетатель одноступенчатым. Эта быстроходность меньше оптимальной для центробежных ступеней. То есть, проектировщик будет вынужден принять пониженное значение  $\Phi_{\text{расч}}$  (лишившись возможности получить максимально допустимый КПД) и повышенное значение  $\psi_{T\text{расч}}$ , что приведет к форме характеристик, нежелательной для машин данного типа.

В данном случае целесообразно применить две ступени, разделив напор компрессора пополам. Тогда быстроходность 1-й ступени будет равна 0,446 и чуть менее этого на 2-й (из-за сжимаемости), т.е. так же в зоне оптимума. Фактически машины подобного типа и выполняются в большинстве двухступенчатыми.

В принципе наиболее предпочтительный подход к повышению быстроходности — повышение скорости вращения ротора. В рассмотренном выше случае он требует изменения конструкции приводной турбины. Электроприводные турбокомпрессоры обычно приводятся во вращение через повышающую зубчатую передачу — мультипликатор. В этом случае получить оптимальную быстроходность легче, подобрав соответствующее передаточное отношение мультипликатора.

## 5.6. СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ

Анализ треугольников скоростей на входе и выходе рабочего колеса показывает, что обычно скорость на выходе из РК заметно превышает скорость на входе. Например, при отсутствии закрутки на входе в ступень ОК (рис. 5.6.1).

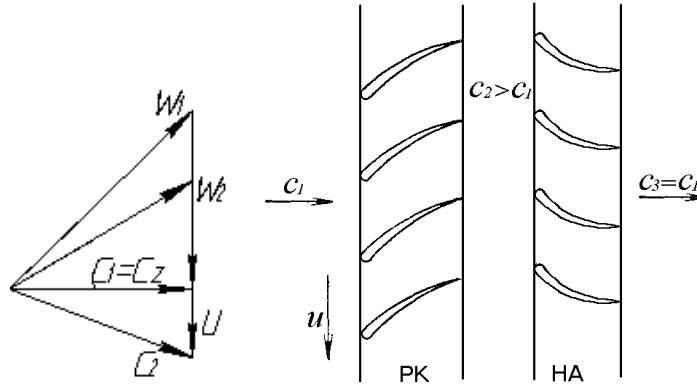


Рис. 5.6.1. Совмещенные входной и выходной треугольники скоростей ступени осевого компрессора при отсутствии закрутки на входе, и соответствующие элементарные решетки

В соответствии с уравнением Бернулли это означает, что в РК часть подведенной к газу механической энергии не идет на сжатие газа, расходуясь на увеличение кинетической энергии:

$$h_{pPK} = h_T - h_{dPK} - h_{wPK} = h_T - h_{wPK} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (5.6.1)$$

Соотношение между политропным напором в рабочего колеса  $h_{pPK}$  и всей подведенной к газу удельной механической работой  $h_T$  является существенной характеристикой ступени. Понятно, например, что чем меньше доля  $h_{pPK}$ , тем больше скорость на входе в НА осевой ступени, или в диффузор ступени центробежной. Известно, что потери при прочих равных условиях пропорциональны кинетической энергии. Например, для ступени на рис. 5.6.1  $h_{wHA} = \zeta_{HA} \frac{c_2^2}{2}$ . Есть и другие важные обстоятельства, которые будут рассмотрены позже.

Соотношение  $h_{pPK} / h_T$  называют **степенью реактивности**, или просто **реактивностью** ступени.

**Степень реактивности ступени** это отношения политропного напора в рабочем колесе к внутреннему напору:

$$\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} \quad (\text{ОК}), \quad \Omega = \frac{h_{pPK}}{h_i} \quad (\text{ЦК}). \quad (5.6.2)$$

В зависимости от решаемой задачи следует пользоваться степенью реактивности по формуле (5.6.2), или ее вариантами, отличающимися теми или иными упрощающими допущениями. В данном курсе используется так называемая **кинематическая степень реактивности  $\Omega_T$** :

– рассматриваются ступени идеального компрессора, в которых отсутствуют потери напора:  $h_w = 0$ ,  $h_i = h_T$ ;

– расходные составляющие скорости перед и за РК одинаковы:  $c_{z1} = c_{z2}$  — ОК,  $c_{r1} = c_{r2}$  — ЦК;

– движение газа в ступени ОК происходит по цилиндрическим поверхностям:  $r_1 = r_2$ , т.е.  $u_1 = u_2 = u$  (гомогенная ступень);

– закрутка потока в РК центробежной ступени отсутствует:  $c_{u1} = 0$ .

В этом случае для ступени ОК:

$$\Omega_{\text{ТОК}} = \frac{h_T - h_d}{h_T} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u} = 1 - \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2 + c_{z2}^2 - c_{z1}^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u}, \text{ или}$$

$$\Omega_{\text{T ОК}} = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u}, \quad (5.6.3 \text{ a})$$

для ступени ЦК:

$$\Omega_{\text{ТЦК}} = \frac{h_T - h_d}{h_T} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2c_{u2}u_2} = 1 - \frac{c_{u2}^2 + c_{r2}^2 - c_{r1}^2}{2c_{u2}u_2}, \text{ или}$$

$$\Omega_{\text{ТЦК}} = 1 - \frac{c_{u2}}{2u_2} = 1 - 0,5\psi_{\text{Т}}. \quad (5.6.3 \text{ б})$$

Теоретическая степень реактивности подчеркивает основные кинематические особенности ступени (попросту — форму треугольников скоростей), что особенно важно учитывать при проектировании осевых ступеней. Выбранное, исходя из области применения компрессора, значение  $\Omega_{\text{ТОК}} = 0,50 \div 1,0$  определяет основные свойства ступени.

Значения степени реактивности для ступени ЦК прямо связаны с коэффициентом напора согласно формуле (5.6.3 б). При выборе параметров центробежной ступени удобнее выбирать значение коэффициента теоретического напора — имея в виду, что этот выбор предопределяет так же и реактивность ступени.

## 5.7. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ

Исходная информация относительно коэффициентов полезного действия представлена в разделе 2.4. Ниже сделаны некоторые добавления, специфические для КПД ступеней.

**Гидравлический КПД.** Особенностью центробежных ступеней является наличие потери напора из-за трения дисков  $h_{\text{тд}}$  и протечек в уплотнении покрывающего диска  $h_{\text{пр}}$ . Иногда эти потери называют:

- «щелевыми», подчеркивая место их образования — зазоры между центробежным РК и корпусом компрессора;
- «внешними», имея в виду, что они образуются вне проточной части с основным потоком газа.

Имея в виду формулу (5.4.3) представим уравнение Бернулли в виде  $h_i = h_{\text{Т}} + h_{\text{тд}} + h_{\text{пр}} = h_{\text{пол}} + h_d + h_w + h_{\text{тд}} + h_{\text{пр}}$ . Сократив значения  $h_{\text{тд}}$  и  $h_{\text{пр}}$  в обеих частях равенства, получим связь между теоретическим напором и потерями напора собственно в проточной части центробежной ступени:

$$h_{\text{Т}} = h_p + h_d + h_w \quad (5.7.1)$$

В ряде случаев в центробежных ступенях интерес представляют именно процессы внутри проточной части, а процессы в зазорах (временно) исключаются из рассмотрения. В этих случаях:



$$\eta_w^* = \frac{h_p + h_d}{h_T} = \frac{h_i - h_w}{h_T} = 1 - \Delta\eta_w^*, \quad \Delta\eta_w^* = \frac{h_w}{h_T}. \quad (5.7.2)$$

Индекс «w» в формуле (5.7.2) означает, что рассматриваются процессы только в самой проточной части. Соответствующий коэффициент полезного действия  $\eta_w^*$  — так называемый **гидравлический КПД**.

**О влиянии КПД на процесс сжатия.** Процесс сжатия и перемещения наглядно представляет диаграмма в координатах «энтропия — энтальпия»  $i - s$ . Теплосодержание для совершенного газа равно  $i = C_p T$ . Энтропия есть

математический вид  $ds = \frac{dQ}{T}$ . Здесь  $Q = Q_r + Q_{вн}$  — подводимое к единице массы газа тепло, влияющее на изменение энтропии.

Применительно к проточной части ТК количество тепла, связанное с внешним теплообменом через стенки проточной части, считается пренебрежимо малым. Таким образом, практически на изменение энтропии влияет только тепло от потери напора в проточной части. Это делает диаграмму  $i - s$  весьма наглядной так же и для анализа роли потерь напора — рис. 5.7.1. Здесь рассматривается изменение статических параметров, без учета изменения скорости газа. Ради упрощения будем считать, что сечения «1» и «2» соответствуют входу — выходу ступени, в которых скорости потока одинаковы, т.е.  $h_d = 0$ .

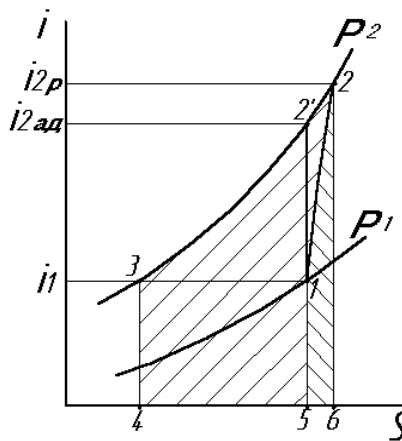


Рис. 5.7.1. Представление рабочего процесса сжатия в ступени (и в неохлаждаемом компрессоре) в диаграмме  $i - s$

У воображаемого «идеального» компрессора отсутствуют потери напора и внешний теплообмен. Процесс сжатия от «1» до «2» представляется в виде вертикальной линии при  $ds = 0, s = \text{const}$ . В соответствии с уравнением энергии работа сжатия  $h_{ad} = h_T$ , совершая процесс сжатия и перемещения, повышает теплосодержание  $i_{2ad} = i_1 + h_T$ .

Как известно из термодинамики, работа сжатия и перемещения газа из полости с давлением  $p_1$  в полость с давлением  $p_2$  — политропный напор определяется интегралом  $h_p = \int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ . Совершенный газ подчиняется уравнению состояния Клапейрона  $\frac{p}{\rho} = RT$ . При сжатии такого газа в идеальном компрессоре без внешнего теплообмена и потерь напора, параметры меняются в соответствии с уравнением изоэнтропного процесса, который в технической литературе обычно (неточно) называют адиабатным:

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{const} . \quad (5.7.3)$$

Здесь  $k = C_p / C_v$  — показатель изоэнтропы (адиабаты) — величина, для совершенного газа не зависящая от давления и температуры.

В случае адиабатного процесса работа сжатия и перемещения предстанет в виде:

$$h_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) . \quad (5.7.4)$$

Свойства диаграммы  $i - s$  таковы, что не только повышение энтальпии равно подведенной механической работе  $h_T = h_{ad} = i_{2ad} - i_1$  (в адиабатном процессе вся подведенная работа идет на сжатие и перемещение газа), но и площадь под линией адиабатного процесса также пропорциональна этой работе.

В реальной ступени (компрессоре) рабочий процесс сопровождается потерями напора на преодоление сопротивления движению. При пренебрежимо малом внешнем теплообмене потерянный напор — механическая работа — преобразуется в тепло, рассеивающееся в сжимаемом газе. По сравнению с идеальным изоэнтропным (адиабатным) процессом реальный процесс сопровождается ростом энтропии  $ds = \frac{dQ}{T}$  и линия политропного процесса сжатия — перемещения отклоняется вправо от изоэнтропы.

Процесс политропного сжатия заканчивается при более высокой температуре, чем в идеальном компрессоре, в котором потери отсутствуют. Разность энтальпий реального и «идеального» сжатия равна потерянному напору:

$$i_{2p} - i_{2ad} = h_r. \quad (5.7.5)$$

Площадь под линией политропного процесса 1-2-6-5-1 пропорциональна  $h_r$ . Чем менее совершенен процесс сжатия — перемещения, тем сильнее отклоняется вправо линия процесса.

Работа политропного сжатия-перемещения пропорциональна площади 1-2-2'-4-5-1. Очевидно, что работа политропного сжатия  $h_p > h_{ad}$ , что вызвано более высокой температурой газа в реальном процессе. Известно, что более горячий газ более упруг, т.е. требует большей затраты работы для сжатия.

В разных элементах проточной части потери напора могут быть разными, поэтому линия реального процесса на диаграмме  $i - s$  в принципе немонотонна. Для инженерных расчетов достаточным приближением считается описание политропного процесса аналогично процессу

адиабатного сжатия  $\frac{p}{\rho^k} = \text{const}$  с некоторым средним для рассматриваемого процесса показателем  $n$  (показатель политропы):

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{const}. \quad (5.7.6)$$

В этом случае политропная работа может быть рассчитана аналогично тому, как это делается для расчета адиабатной работы по уравнению (5.7.4):

$$h_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (5.7.7)$$

Численное значение показателя политропы должно быть таково, что при расчете по формуле (5.7.7) и в реальном процессе в ступени ТК энтальпия  $i_{2p}$ , т.е. температура конца процесса, были одинаковы. Это условие обеспечивается в том случае, когда показатели политропы и адиабаты связаны соотношением:

$$\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}, \quad (5.7.8)$$

где  $\eta = \frac{h_p}{h_i - h_d}$  — политропный КПД по статическим параметрам.

Расчеты по уравнению (5.7.7) используются при решении «обратной» задачи, когда определяется величина  $h_p$ , необходимая для получения

необходимого проектировщику ступени (компрессора) отношения давлений  $\pi = p_2 / p_1$ .

При решении «прямой» задачи определяется величина  $\pi = p_2 / p_1$ , которую развивает ступень (компрессор), сообщаящий газу внутренний напор  $h_i$ :

$$\pi = \left( 1 + \frac{h_i}{\frac{k}{k-1} RT_1} \right)^{\frac{k}{k-1} \eta} . \quad (5.7.9)$$

Из сказанного вытекает, что знание КПД необходимо для расчета рабочего процесса. При проектировании ступени (компрессора) проектировщик должен задаться величиной КПД на расчетном режиме  $\eta_{\text{расч}}$ , исходя из оценки параметров объекта. Как будет показано ниже, КПД ступени зависит от значений коэффициентов расхода и напора. Эти величины могут в некоторых случаях выбираться проектировщиком произвольно, а иногда ограничены конструктивными ограничениями. Оказывают влияние на КПД значения критериев подобия — сжимаемости  $M$  и вязкости  $Re$ . Немаловажно искусство проектирования — правильность выбора основных размеров проточной части, формы лопаток и каналов. По окончании проектирования значение  $\eta_{\text{расч}}$  должно быть проверено.

Второе назначение КПД — быть мерой совершенства компрессора, служить для сопоставления вариантов возможного исполнения компрессора, для сравнения разных компрессоров. Как указано в разделе 2.4, политропный КПД однозначно определяет потери напора. Если известно значение политропного КПД того или иного вида, например 86%, это означает, что 14% подведенной работы пришлось затратить на преодоление сопротивлений в проточной части ступени.

Наиболее надежна проверка испытанием модели ступени (компрессора) на специальных установках — экспериментальных стендах, что является общепринятой практикой. Такие эксперименты недешевы и занимают много времени. Применительно к центробежным ступеням (компрессорам) кафедра КВХТ располагает так называемым Методом универсального моделирования (комплекс компьютерных программ, краткая информация в разделе 8.10 «Основы метода универсального моделирования»). Компьютерные программы Метода обеспечивают приемлемую точность решения инженерных задач. Существуют и другие подходы и программы, в том числе и для осевых компрессоров.

## 5.8. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

Суть вопроса и устройство газодинамических характеристик ТК и его ступеней рассмотрены в разделе 1.3. Характеристики получают путем испытаний или инженерных расчетов при фиксированной скорости вращения и состоянии газа на всасывании.

В принципе соответствие конкретного ТК требованиям той или иной сети показывают зависимости полезного напора и потребляемой мощности от массового расхода или от объемного расхода на всасывании  $H_p, N_i = f(\bar{m})$  или  $H_p, N_i = f(\bar{V}_n)$  при  $p_n, T_n, k, R, \mu = const$ . Из предыдущего очевидно, что такие характеристики легко пересчитываются на «полуразмерные» и обратно:  $\pi, \eta = f(\bar{m})$  или  $\pi, \eta = f(\bar{V}_n)$ . В таком виде характеристики удобны для сравнения разных ТК, для анализа в процессе проектирования и обычно так они представляются заказчику.

При работе с приводом, допускающим изменение скорости вращения, необходимо располагать семейством характеристик в виде  $\pi, \eta = f(\bar{m}), n = \text{var}$  или  $\pi, \eta = f(\bar{V}_n), n = \text{var}$ , т.е. набором характеристик при нескольких фиксированных значениях скоростей вращения. Характеристики ступеней чаще всего используются при газодинамическом проектировании, поэтому их удобно представлять в безразмерном виде с помощью рассмотренных выше коэффициентов. Изменение скорости вращения влияет на критерии подобия  $M$  и  $Re$ . Влияние последнего при этом мало и не принимается во внимание. Критерий Маха влияет существенно, поэтому семейство характеристик типа  $\pi, \eta = f(\bar{m}), n = \text{var}$  применительно к ступени логично использовать в виде  $\psi_p, \eta = f(\varphi), M_u = \text{var}$ .

Так как безразмерные характеристики ступеней могут использоваться в проектах ТК, работающих на разных газах, в принципе проектировщику следует располагать семейством характеристик при работе ступени на газе с разными показателями изоэнтропы  $k$ . Возможно применение модельных ступеней в ТК разных размеров, и при разной плотности сжимаемого газа, что влияет на значение критерия Рейнольдса. В принципе желательно располагать семейством характеристик вида  $\psi_p, \eta = f(\varphi), M_u = \text{var}, k = \text{var}, Re_u = \text{var}$ .

В случае необходимости характеристики могут быть представлены и другим набором безразмерных параметров, которые связаны с указанными выше известными соотношениями.

**О влиянии критериев подобия на характеристики ступеней.** Несмотря на постоянное развитие методов расчета, наиболее достоверный способ определения характеристик ступеней — испытание их моделей на экспериментальных стендах. По практическим соображениям не все условия работы ступени в составе реального компрессора могут быть смоделированы при испытаниях модели. Возникает практически важный вопрос — как в этом случае характеристика ступени в реальных условиях будет отличаться от полученной при испытаниях модели? Есть и другие практические ситуации, когда нужно предвидеть изменение известных характеристик ступени при ее работе в других условиях.

Благодаря теории подобия, многообразие возможных различий между ступенью ТК и ее испытанной моделью сводится к возможному отличию всего трех критериев подобия (если внешний теплообмен пренебрежимо мал).

Безразмерные характеристики ступени зависят от ее формы (символическое обозначение  $\bar{F}$ ), режима работы по расходу (любой из коэффициентов расхода, например  $\Phi$ ) и трех критериев подобия:

$$\eta, \psi = f(\bar{F}, \Phi, k, M_u, Re_u). \quad (5.8.1)$$

Здесь присутствуют два критерия сжимаемости:

– показатель изоэнтропы (адиабаты)  $k = C_p / C_v$  и условное число Маха

$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_n}}$ ; иногда вместо  $M_u$  удобнее пользоваться условным скоростным

коэффициентом  $\lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*}}$ ,

– критерий динамического подобия — условное число Рейнольдса, характеризующее соотношение между силами инерции и вязкости в потоке

$$Re_u = \frac{u_2 D_n}{\mu_n} \rho_n.$$

Критерии  $M_u$  ( $\lambda_u$ ) и  $Re_u$  приведены выше в форме, соответствующей центробежной ступени. В случае ступени ОК характерная окружная скорость  $u_n$ , характерный линейный размер  $D_n$ .

Из раздела 4.19 известен характер влияния «физических» критериев Маха и Рейнольдса, например,  $M_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{kRT_1}}$  и  $Re_w = \frac{w_{cp} B}{\mu} \rho$  (здесь  $B$  —

хорда профиля) на характер обтекания лопаточных аппаратов. Влияние условных критериев  $M_u$  и  $Re_u$  на характеристики ступени носит аналогичный характер. Понятно, что то или иное значение  $M_u$  и  $Re_u$

однозначно определяет их «физические» значения в любой из точек проточной части. Именно «физические» критерии определяют характер течения.

Например, значения  $M_{w1} \leq M_{кр}$  определяют дозвуковой или сверхзвуковой характер течения, принципиально различающиеся между собой. Равным образом, значения  $Re_w$  определяют ламинарный или турбулентный характер течения, а при той или иной шероховатости поверхности — границу зоны автомодельности.

Показатель изоэнтропы  $k$  непосредственно на характер течения не влияет, но совместно с числом Маха определяет изменение плотности и отношение давлений.

**Влияние показателя изоэнтропы  $k$ .** Из формулы для расчета подведенной механической работы в зависимости от заданного отношения давлений вытекает влияние показателя изоэнтропы на изменение плотности и отношение давлений в ступени:

$$h_i = \frac{k}{k-1} RT_H \left[ \left( \frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right]. \quad (5.8.2)$$

Откуда:

$$\frac{p_K}{p_H} = \pi = \left( 1 + \frac{k-1}{kRT_H} \psi_i u_2^2 \right)^{\frac{k}{k-1}\eta} \quad (5.8.3)$$

или

$$\pi = \left( 1 + (k-1) \psi_i M_u^2 \right)^{\frac{k}{k-1}\eta}, \quad M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_H}}. \quad (5.8.4)$$

Соответственно, с учетом уравнения состояния отношение плотностей равно:

$$\varepsilon_K = \frac{\rho_K}{\rho_H} = \left( 1 + (k-1) \psi_i M_u^2 \right)^{\frac{1}{\eta}}, \quad (5.8.5)$$

---

\* Понятия условных критериев  $M_u$  и  $Re_u$  поясняются ниже, формулы (5.8.14 а, б)

где показатель политропы  $n = \frac{\eta \frac{k}{k-1}}{\eta \frac{k}{k-1} - 1}$  (справедливо в пренебрежении

внешним теплообменом).

Проблема учета влияния  $k$  возникает, например, при проведении на воздухе приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) изготовленного компрессора в условиях предприятия-изготовителя, хотя компрессор предназначен для работы на другом газе. Условие  $k_{\text{мод}} = k_{\text{нат}}$ , оно же условие  $k = \text{idem}$  не выдерживается, например, при ПСИ компрессоров природного газа, так как у воздуха показатель адиабаты равен 1,4, а у природного газа в зависимости от состава и начальных параметров он обычно ближе к 1,3.

Различие в показателях адиабаты при условии  $M_u = \text{idem}$  приведет к различию в отношении давлений и плотностей газа. Различие плотностей повлияет на форму треугольников скоростей в различных контрольных сечениях. В свою очередь, это может повлиять на КПД и коэффициент напора.

Значимость этих обстоятельств для центробежных ступеней возможно установить для каждого конкретного случая, используя соответствующую программу Метода универсального моделирования «ОПТИМ-2» — расчет газодинамических характеристик ступени.

На рис. 5.8.1 представлено семейство характеристик ступени при типичном для нагнетателей значении  $M_u = 0,55$  и при показателе изоэнтروпы  $k = 1,15; 1,3; 1,45; 1,6$ . Эти значения выбраны условно, перекрывая практически возможный диапазон.

Сильное изменение показателя адиабаты практически не повлияло на КПД и коэффициент напора при небольшой величине критерия Маха. Безразмерные характеристики ступени  $\eta, \psi = f(\Phi)$  при этом практически не зависят от  $k$ , что позволяет рассчитывать отношение давлений натурной ступени по характеристикам ее модели, используя формулу (5.8.4). В то же время безразмерная величина  $\pi = p_k / p_n$  зависит от показателя изоэнтропы очень заметно.



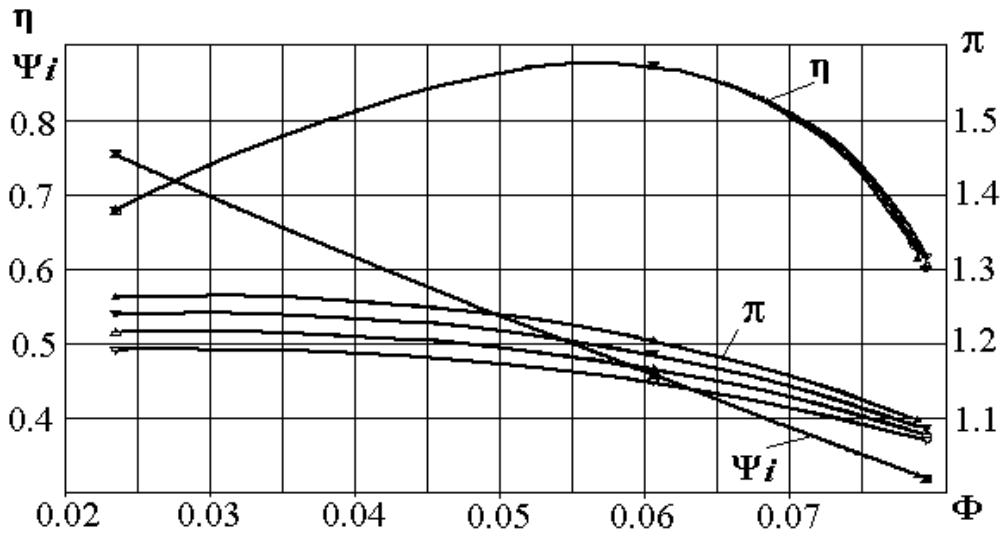


Рис. 5.8.1. Семейство характеристик ступени РК+БЛД+ОНА  $\psi_i, \eta, \pi = f(\Phi)$ ,  $k = \text{var} \equiv 1,15; 1,3; 1,45; 1,6$ ,  $M_u = 0,55$ . Характеристика с меньшим отношением давлений соответствует  $k = 1,15$

Так как сжимаемость газа зависит от двух критериев, представляет интерес анализ влияния показателя изоэнтропы при более высоком числе Маха, которое обычно не встречается у нагнетателей, но может быть у компрессоров другого назначения. Расчет при  $M_u = 0,85$  показан на рис. 5.8.2.

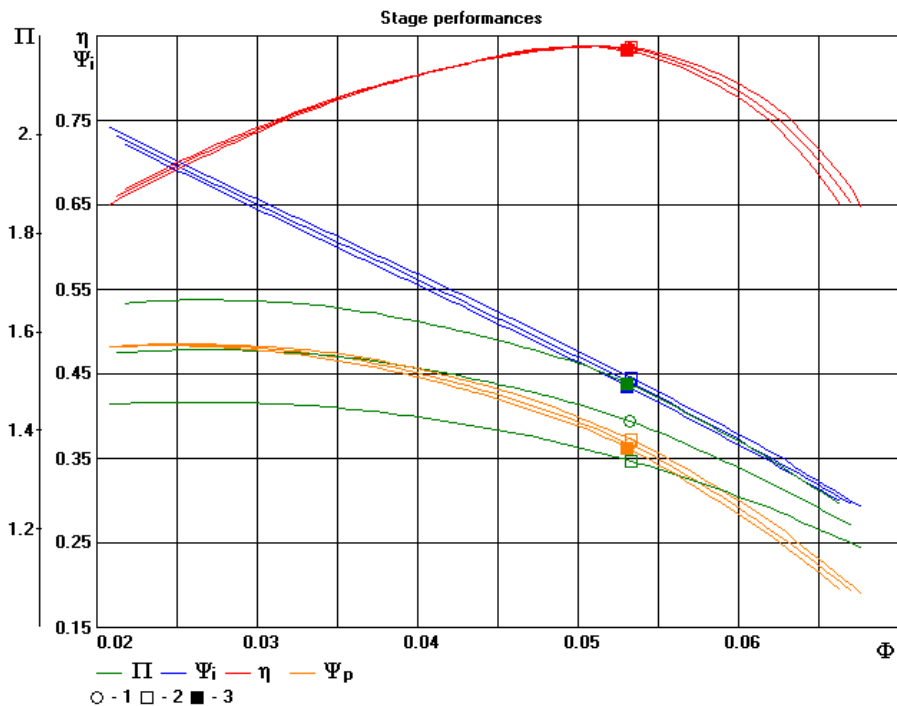


Рис. 5.8.2. Семейство характеристик ступени РК+БЛД+ОНА  $\psi_i, \eta, \pi = f(\Phi)$ ,  $k = \text{var} = 1,10; 1,40; 1,60$ ,  $M_u = 0,85$ . Характеристика с меньшим отношением давлений соответствует  $k = 1,10$

Увеличение числа Маха повлияло на полученный результат. Парадоксально, но при меньшем показателе изоэнтропы, когда отношение давлений наименьшее, повышение плотности газа в РК наибольшее. Соответственно, при одинаковых условных коэффициентах расхода  $\Phi$  при меньших  $k$  получается наименьшее значение коэффициента расхода на выходе из РК  $\varphi_2 = \frac{\Phi}{4b_2} \frac{\rho_o^*}{\rho_2}$ . И так как коэффициент теоретического напора  $\psi_T = 1 - \varphi_2 \text{ctg} \beta_2$  при этом растет, то с уменьшением показателя изоэнтропы заметна тенденция смещения характеристик ступени вправо.

Имея в виду познавательную значимость вопроса, он будет рассмотрен еще раз в ч. 7, посвященной собственно центробежным ступеням. В целом же при значениях  $M_u$ , характерных для промышленных турбокомпрессоров, влияние показателя изоэнтропы  $k$  на безразмерные характеристики  $\eta, \psi = f(\varphi)$  сравнительно невелико. В случае необходимости характеристики натурной ступени можно рассчитать по безразмерным характеристикам ее модели, пренебрегая условием  $k = \text{idem}$ .

Полученный результат нуждается в принципиальной корректировке применительно к многоступенчатым компрессорам. Влияние  $k$ , несомненно, проявляется сильнее при большем отношении давлений. Имеет значение и то, что на характеристики может повлиять рассогласование ступеней. Этот вопрос будет рассмотрен в ч. 8..

**Влияние критерия  $M$  (или  $\lambda$ ).** Влияние этого критерия подобия более многопланово, чем показателя изоэнтропы. Уровень чисел Маха на входе в межлопаточные каналы РК  $M_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{kRT_1}}$ , где скорости потока наиболее велики, для ступеней ТК лежит в широком диапазоне:

– от значений 0,4÷0,6, когда сжимемость потока только начинает проявлять свое влияние;

– до высоких сверхзвуковых скоростей, при которых определяющую роль играют различия в поведении дозвуковых и сверхзвуковых потоков.

Влияя на отношение давлений и плотностей по уравнениям (5.8.4, 5.8.5), число Маха определяет диффузорность межлопаточных каналов с

заданным отношением площадей  $\dot{f} = \frac{f_1}{f_2}$ . Из уравнения неразрывности

следует, что среднее замедление тем сильнее, чем больше возрастает плотность в межлопаточном канале ( $\varepsilon = \frac{\rho_2}{\rho_1}$  — коэффициент сжатия газа):

$$\dot{w} \doteq \frac{w_2}{w_1} = \frac{f_1/f_2}{\rho_2/\rho_1} = \frac{\dot{f}}{\varepsilon}. \quad (5.8.6)$$

Для соответствующего расчета удобно воспользоваться скоростным коэффициентом  $\lambda = \frac{w}{a_{кр}} = \frac{w}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}}$ , где  $a_{кр}$  — скорость звука в том

сечении, где движущийся с ускорением газ достигает скорости звука.

«Критическая» скорость звука — постоянная величина, в отличие от местной скорости звука, которая уменьшается по мере ускорения потока (и наоборот). Критерии  $M$  и  $\lambda$  в одинаковой степени отражают роль сжимаемости потока и однозначно связаны между собой.

При дозвуковых скоростях  $\lambda < M$ , так как  $a_{кр} < a$ . При истечении газа в вакуум вся потенциальная энергия газа переходит в кинетическую. Сверхзвуковая скорость газа достигает максимума, а температура стремится к абсолютному нулю. Соответствующее число  $M = \infty$ . Оценивая эту же ситуацию через скоростной коэффициент, мы отнесем предельную скорость истечения в вакуум к скорости звука в критическом сечении, т.е. к постоянной величине. Понятно, что при сверхзвуковом течении  $\lambda < M$ . Предельное значение скоростного коэффициента при истечении в вакуум:

$$\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}. \quad (5.8.7)$$

При  $k = 1,4$  (воздух)  $\lambda_{\max} = 2,449$ .

Возвращаясь к определению диффузорности течения с помощью скоростного коэффициента определим отношение плотностей:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{T^* - \frac{w_2^2}{2c_p}}{T^* - \frac{w_1^2}{2c_p}}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1}\dot{w}^2\lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2}\right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (5.8.8 \text{ а})$$

$$\dot{w} \doteq \frac{w_2}{w_1} = \frac{f}{\left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1}\dot{w}^2\lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2}\right)^{\frac{1}{n-1}}}. \quad (5.8.8 \text{ б})$$

Уравнение (5.8.8 б) не решается впрямую, однако очевидно, что при  $\dot{w} < 1,0$  замедление потока тем сильнее, чем больше скоростной коэффициент  $\lambda_1$  на входе в канал.

Иллюстрируют влияние критерия сжимаемости на течение в межлопаточных каналах расчеты невязкого потока в РК центробежной ступени (программа 3ДМ.032 кафедры КВХТ). Расчеты проведены в рабочем колесе, схема проточной части которого показана на рис. 5.8.3.

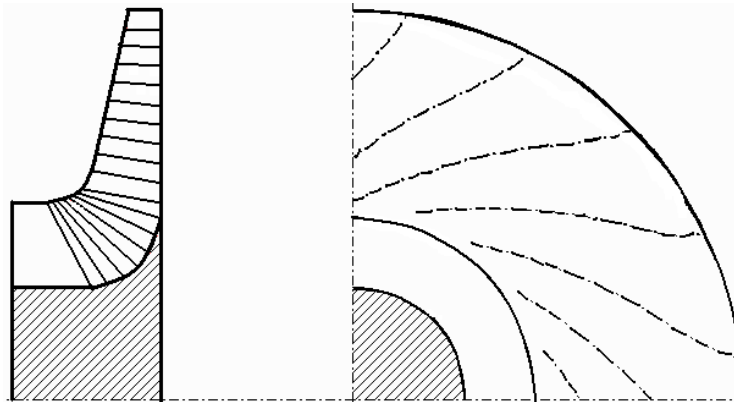


Рис. 5.8.3. Схема проточной части рабочего колеса центробежной ступени, течение в котором рассчитано при  $M_u = 0,55$  и  $0,95$

Наибольшие скорости и их замедления происходят на периферийной поверхности тока.

Изменение меридиональных проекций скоростей и поверхностных скоростей на задней стороне лопаток в пределах межлопаточных каналов отображено в Таблице 5.8.1.

Таблица 5.8.1

$M_u$	$c_{m \max} / u_2$	$c_{m \min} / u_2$	$\dot{c}_m =$ $c_{m \min} / c_{m \max}$	$w_{s \max} / u_2$	$w_{s \min} / u_2$	$\dot{w}_s =$ $w_{s \min} / w_{s \max}$	$F_D =$ $1 - \dot{w}_s$
0,55	0,415	0,250	0,602	0,750	0,417	0,556	0,444
0,95	0,425	0,165	0,388	0,775	0,242	0,441	0,559

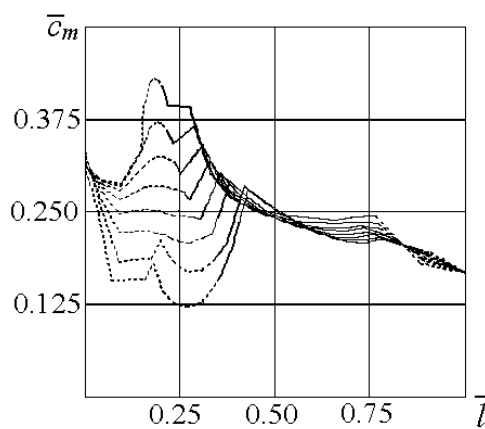
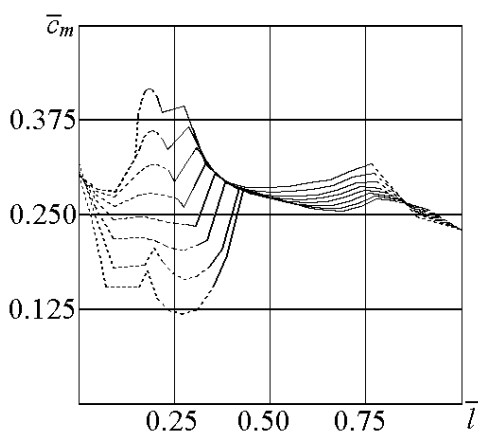


Рис. 5.8.4. Меридиональные проекции скорости в рабочем колесе на семи осесимметричных поверхностях тока по высоте канала: слева —  $M_u = 0,55$ ; справа —  $M_u = 0,95$

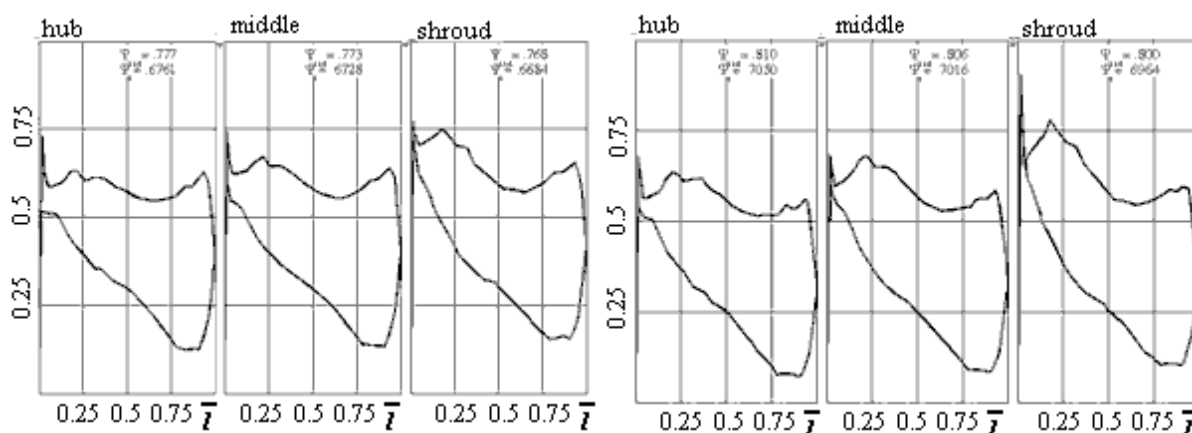


Рис. 5.8.5. Поверхностные скорости в рабочем колесе на трех осесимметричных поверхностях тока по высоте канала: слева —  $M_u = 0,55$ ; справа —  $M_u = 0,95$

По С. Либляйну для расчетного режима лопаточных решеток ОК значение фактора диффузорности  $F_D = 1 - \dot{w}$ , не должно превосходить 0,45 (ч. 4). В противном случае неизбежен рост профильных потерь в связи с излишним замедлением. В математических моделях кафедры КВХТ фактор диффузорности используется для расчета характеристик центробежных ступеней. Очевидно, что из-за роста фактора диффузорности КПД рассмотренной выше ступени должен снижаться в ростом  $M_u$ .

На нерасчетных режимах с  $\bar{m} > \bar{m}_{расч}$  все скорости возрастают, и числа на входе в рабочее колесо  $M_{w1}$  и в диффузор  $M_{c2}$  больше, чем на расчетном режиме. Соответственно, отрицательное влияние сжимаемости всегда сильнее проявляется в правой части характеристики. Поэтому условное число Маха  $M_u$  оказывает сильное влияние на характеристику КПД даже при относительно невысоких окружных скоростях, например, у нагнетателей ГПА.

Приведенные на рис. 5.8.6 расчетные характеристики показывают, что уже при  $M_u$  больше 0,5 чуть заметно снижение максимального КПД. Сильное снижение КПД при расходах больше расчетного сопровождается сужением зоны работы ступени в ее правой части.

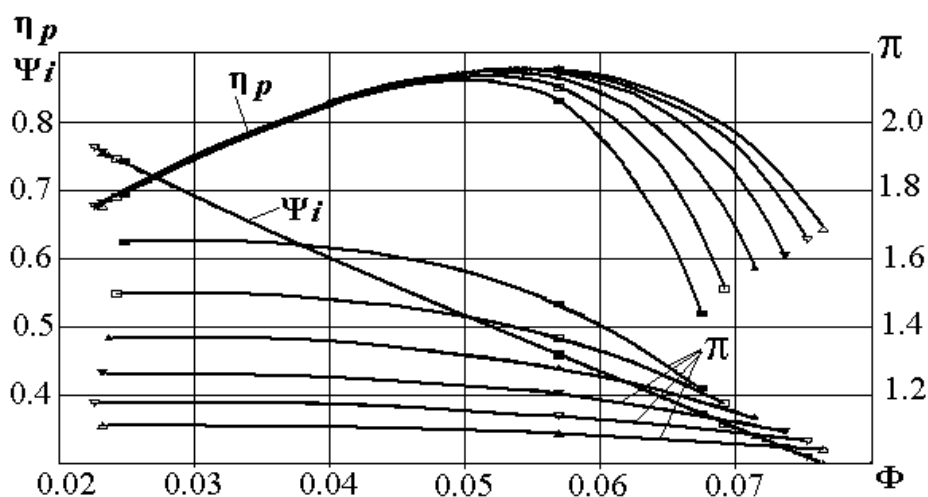


Рис. 5.8.6. Влияние условного числа Маха на безразмерные характеристики ступени с безлопаточным диффузором.  $k = 1,31$ ,  $M_u = 0,4 \div 0,9$

Более узкие характеристики с меньшим максимальным КПД, но большим отношением давлений, соответствуют большим значениям  $M_u$ .

Повышение  $M_{w1}$  или  $\lambda_{w1}$  ведет к росту ударных потерь при положительных углах атаки. Это связано с резким ростом местных скоростей на входных кромках лопаток при их «ударном» обтекании — рис. 5.8.7.

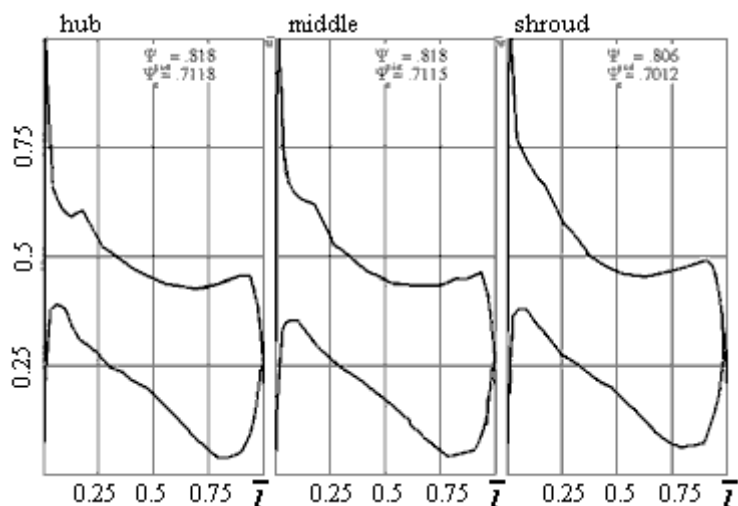


Рис. 5.8.7. Типичное обтекание лопаток центробежного рабочего колеса с большим коэффициентом напора на трех поверхностях тока по высоте лопаток,  $\bar{m} = 0,75\bar{m}_{расч}$

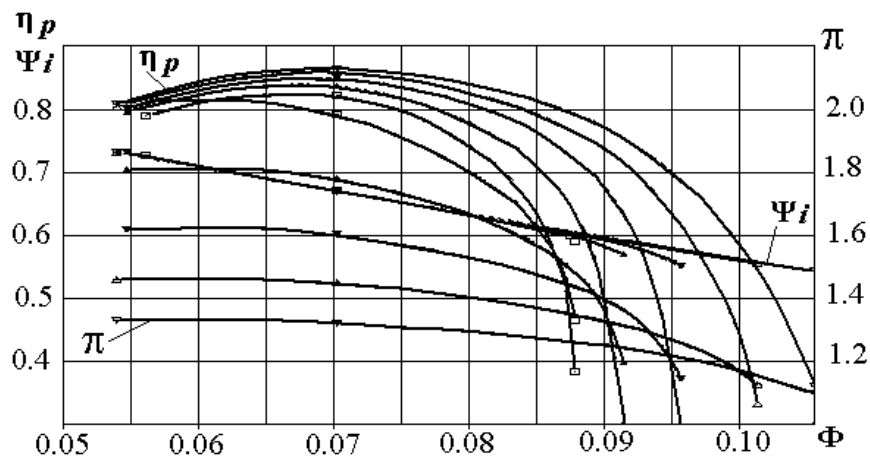


Рис. 5.8.8. Характеристики ступени центробежного компрессора в составе РК + ЛД + ОНА при  $M_u = 0,6 \div 1,0$

Снижение КПД и сужение зоны работы ступени при  $\bar{m} < \bar{m}_{расч}$ , равно как и при  $\bar{m} > \bar{m}_{расч}$  характерно для ступеней с лопаточными диффузорами — рис. 5.8.8 — расчет по программе «ОРТИМ» Метода универсального моделирования. Здесь сопоставлены характеристики ступени РК + ЛД + ОНА.

Из-за более сильного замедления потока при больших  $M_u$ , происходит снижение КПД на режиме безударного обтекания. Из-за пиков скоростей на входных кромках лопаток имеет место сужение зоны работы влево и вправо от расчетного режима. В общем случае, характеристики ступеней ЦК и ОК претерпевают изменения, показанные на рис. 5.8.9.

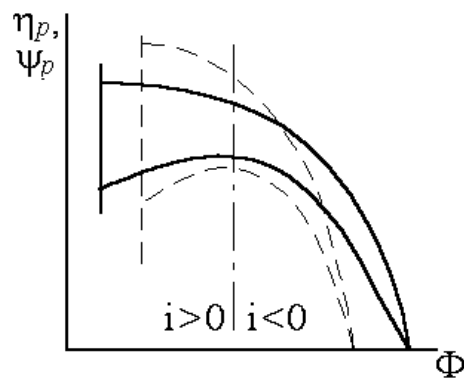


Рис. 5.8.9. Типичное влияние сжимаемости (критерий  $M_u$ , или  $\lambda_u$ ) на характеристики ступени турбокомпрессора

**Сверхзвуковые скорости в дозвуковых ступенях.** Ступени промышленных ТК предназначены для работы со скоростями потока меньшими, чем скорость звука. Однако при высоких числах  $M_u$  ( $\lambda_u$ ) поток на задних поверхностях лопаток может разгоняться до сверхзвуковых скоростей. Местная скорость на профиле всегда больше, чем скорость

набегающего потока из-за возмущения, создаваемого конечной толщиной лопатки и изогнутости профиля. Например, если на приведенной выше диаграмме скоростей (рис. 5.8.5) безразмерная скорость потока перед лопаткой у покрывающего диска  $\bar{w}_1 = \frac{w_1}{u_2}$  равна 0,667, то местная скорость в начале задней поверхности  $\bar{w}_{z \max}$  равна 0,774, т.е. на 16% больше. Таким образом, при дозвуковой скорости на входе лопаточных решеток местные скорости могут быть сверхзвуковыми, особенно при ударном обтекании лопаток — рис. 5.8.7.

Переход к дозвуковой скорости происходит в скачке уплотнения. Сверхзвуковая скорость внезапно становится дозвуковой. При этом давление, температура и плотность газа возрастают. Характерным для скачка уплотнения является то, что плотность тока (массовый расход газа через единицу поперечного сечения) не меняется:  $\rho w = const$ . На рис. 3.5.2 показано изменение плотности тока в зависимости от числа  $M$ .

Напомним, что скоростные коэффициенты перед скачком и после скачка связаны соотношением  $\lambda_1 \lambda_2 = 1$ . Это так называемый «закон прямого скачка уплотнения».

Отношение полных давлений газа после и перед скачком характеризует величину волновых потерь и зависит от чисел  $M_1$  или  $\lambda_1$  (в данном случае формула в зависимости от  $\lambda_1$  выглядит проще):

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = \lambda_1^2 \left( \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\lambda_1^2}} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (5.8.9)$$

На рис. 5.8.10 показано как меняется отношение полных и статических давлений в зависимости от  $M_1$  для воздуха ( $k = 1,4$ ):

Оценку эффективности скачка уплотнений в качестве диффузора можно произвести с помощью политропного КПД:

$$\eta = \frac{\ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)}{\frac{k}{k-1} \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)}. \quad (5.8.10)$$

Отношение давлений в скачке уплотнения:



$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{2k}{k-1} \frac{\lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}. \quad (5.8.11)$$

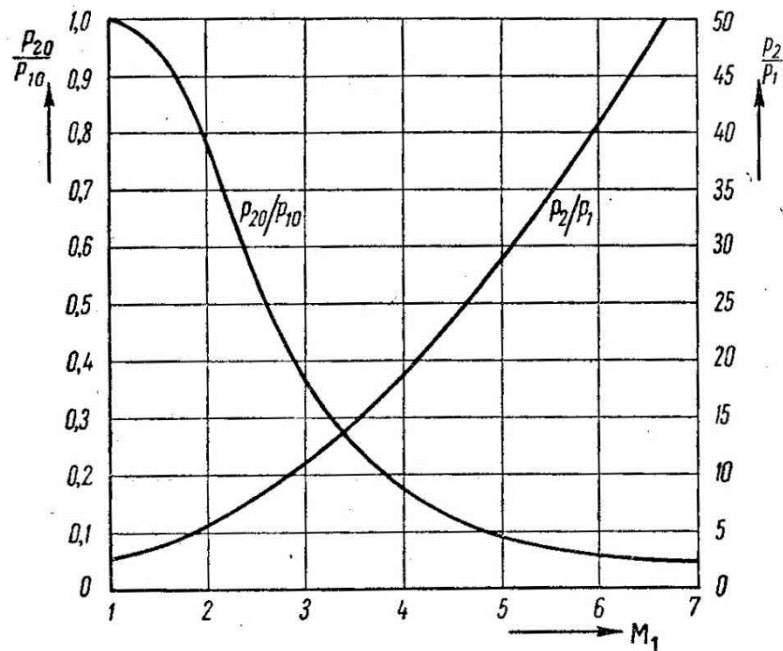


Рис. 5.8.10. Изменение полных и статических давлений в скачке уплотнения в зависимости от  $M_1$  (воздух) [15]

Отношение температур в соответствии с приведенным выше уравнением (5.8.10) и с учетом того, что в скачке уплотнения отношение скоростей  $\dot{w} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \frac{1}{\lambda_1^2}$  при  $\lambda_1 \lambda_2 = 1$ :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\lambda_1^2}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}. \quad (5.8.12)$$

На рис. 5.8.11 приведен график зависимости КПД преобразования кинетической энергии в политропный напор в прямом скачке уплотнения в от  $\lambda_1$ , рассчитанный по формулам (5.8.10 – 5.8.12). Этот КПД характеризует эффективность скачка как диффузора.

КПД скачка уплотнения при  $\lambda_1 \leq 1,4$  очень высок. Хотя диффузорность скачка при этом  $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{1}{\lambda_1} = 0,714$  небольшая, повышение давления в

скачке велико из-за высокого уровня скоростей:  $\pi = \frac{p_2}{p_1} = 2,66$ . По сравнению с эффективностью диффузоров ступеней ТК, КПД скачка достаточно высок вплоть до  $\lambda_1 \approx 1,6$ .

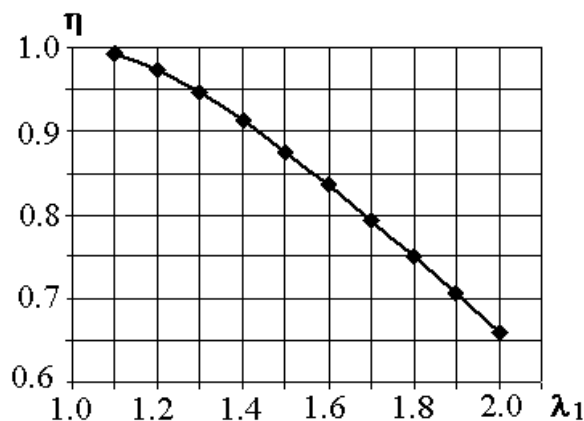


Рис. 5.8.11. КПД преобразования кинетической энергии в политропный напор в прямом скачке уплотнения

Таким образом, скачок уплотнения мог бы рассматриваться как эффективный диффузор, если бы не известный эффект его взаимодействия с пограничным слоем, приводящим к отрыву последнего. Резкий рост вихревых потерь делает неэффективным использование дозвуковых ступеней при  $M_{w1} > M_{кр}$ .

**Выводы по влиянию чисел  $M$  или  $\lambda$ .** Условные числа  $M_u$  или  $\lambda_u$  определяют значение «физических» критериев  $M_w, M_c$  или  $\lambda_w, \lambda_c$ . Эти критерии оказывают сильное влияние на характеристики КПД и напора даже при относительно невысоких окружных скоростях, (например, у нагнетателей ГПА). При приближении окружных скоростей к значениям, при которых местные скорости потока приближаются или превышают скорость звука, негативное влияние сжимаемости очень велико.

В связи с этим при модельных испытаниях ступеней условие равенства критериев сжимаемости с натурной ступенью  $M_u (\lambda_u) = idem$  следует считать наиболее важным.

При невозможности выполнить это условие, применительно к ступенями промышленных ЦК возможно применить пересчет характеристик по программам Метода универсального моделирования. Полученный результат покажет верную тенденцию изменения характеристик, но точность, приемлемая для использования в практике проектирования, не всегда может быть гарантирована.

**Влияние критерия  $Re$ .** Критерий динамического подобия  $Re$  характеризует соотношение между силами инерции и вязкости в потоке. В

случае анализа развитого течения (невязкое ядро потока отсутствует) отношение сил инерции к силам вязкости равно  $Re = \frac{cd_r}{\mu} \rho$ , где  $c$  — среднерасходная скорость в канале,  $d_2$  — его гидравлический диаметр. Примером является течение в длинной трубе.

Для ступеней ТК характерно течение с возможностью выделить невязкое ядро потока и пограничный слой. В этом случае уместна аналогия с обтеканием пластинки, где критерий Рейнольдса вводится в виде  $Re_w = \frac{w_\infty B}{\mu} \rho$ . Здесь  $w_\infty$  — скорость невозмущенного потока («скорость на бесконечности»),  $B$  — длина пластинки. Для лопаточных аппаратов и каналов ступеней ТК характерное «физическое» число Рейнольдса следует использовать в виде:

$$Re_w = \frac{wl}{\mu} \rho \quad \text{или} \quad Re_w = \frac{w_1 l}{\mu} \rho, \quad (5.8.13)$$

где  $w$  — средняя по длине рассматриваемой поверхности скорость на границе пограничного слоя;  $l$  — длина канала (принимается равной хорде лопаток  $B$  при анализе осевых лопаточных решеток).

Так как линейные размеры конкретной ступени однозначно связаны с характерным размером — диаметром РК, а скорости  $w$  — с характерной окружной скоростью  $u$ , для анализа влияния критерия Рейнольдса на характеристики ступеней используют условное число Рейнольдса (подобно условному критерию сжимаемости  $M_u$  или  $\lambda_u$ ). Для ступени ОК:

$$Re_u = \frac{u_n D_n}{\mu_{нач}} \rho_{нач}, \quad (5.8.14 \text{ а})$$

для ступени ЦК:

$$Re_u = \frac{u_2 D_2}{\mu_{нач}} \rho_{нач}. \quad (5.8.14 \text{ б})$$

При анализе роли  $Re$  следует иметь в виду различие между внешней и внутренней задачами гидрогазодинамики, используя формулы критерия  $Re$ , соответствующие решаемой задаче:

**Внешняя задача.** При полете самолета его крылья обтекаются воздухом невозмущенной атмосферы. При этом в начале профиля возникает ламинарный пограничный слой. На некотором удалении от входной кромки пограничный слой становится турбулентным. Положение точки перехода зависит от формы профиля и угла атаки. Практически пограничный слой остается ламинарным в пределах конфузорного участка обтекания профиля.

Положение точки перехода существенно влияет на сопротивление и подъемную силу профиля.

**Внутренняя задача.** При движении газа в проточной части ступеней ТК всегда присутствует начальная турбулентность, возникающая при обтекании стенок подводющих трубопроводов, входных патрубков, лопаточных аппаратов предшествующих ступеней. В этом случае пограничный слой на профилях сразу же становится турбулентным, что делает задачу расчета более однозначной. Трение на поверхности определяется значениями числа Рейнольдса  $Re_w$  и величиной относительной шероховатости  $\bar{k}_{ш} = k_{ш} / l$ .

Коэффициент силы трения пластинки с полностью турбулентным пограничным слоем по ее длине и с ламинарным подслоем, закрывающим неровности поверхности («гидравлически гладкая» поверхность) достаточно корректно определяется формулой [13]:

$$c_{wтр} = \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}}. \quad (5.8.15)$$

Для определения потерь трения шероховатых пластинок Л. Прандтлем и Х. Шлихтингом разработана номограмма, представленная на рис. 5.8.12.

Считается, что эта номограмма дает хорошие, но только оценочные результаты. Номограмма относится к поверхностям с шероховатостью, равномерно распределенной по поверхности. В качестве примера использования диаграммы рассмотрим следующий случай.

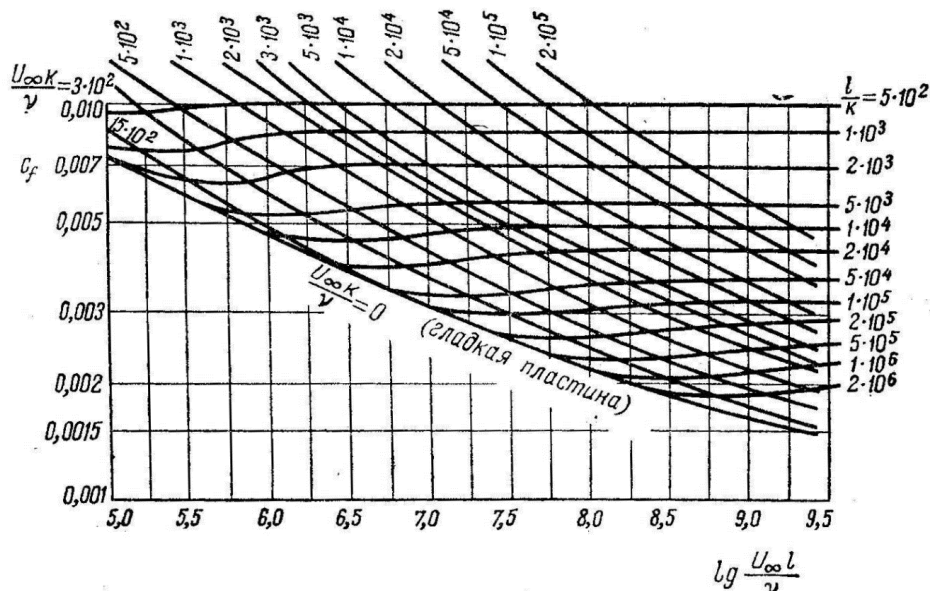


Рис. 5.8.12. Номограмма для определения коэффициента силы сопротивления трения гидравлически гладкой и шероховатой пластинок [15]

**Пример.** Лопатка ступени ОК с хордой 0,06 м обтекается потоком воздуха при атмосферных условиях со средней скоростью 200 м/с. Плотность воздуха примерно  $1,2 \text{ кг/м}^3$ , динамическая вязкость  $17 \cdot 10^{-6} \text{ н}\cdot\text{с/м}^2$ . Соответствующее число  $Re_w \approx 850000$ ,  $lg Re_w \approx 6,0$ . По номограмме на рис. 5.8.13 гидравлически гладкой поверхности при этом значении критерия Рейнольдса соответствует величина  $B/k_{uu} = 1 \cdot 10^4$ . То есть, для обеспечения минимально возможной потери трения шероховатость поверхности должна быть не более 6 микрометров (0,006 мм — вполне достижимое качество обработки).

В отличие от пластинки, движение газа в ступенях ТК в основном замедленное. При анализе роли критерия Рейнольдса следует учитывать его влияние на потери отрыва. Известно, что отрыву препятствует сила трения, увлекающая медленно движущиеся частицы пограничного слоя вблизи поверхности более быстрыми частицами. Касательное напряжение  $\tau = \mu' \frac{\partial w}{\partial n}$  в начале диффузорной поверхности велико. Но по мере движения профиль скорости в пограничном слое деформируется, касательное напряжение уменьшается. При  $\frac{\partial w}{\partial n} = 0$  касательное напряжение исчезает, т.е., нет больше силы, препятствующей обратному движению газовых частиц у поверхности профиля (канала).

Профиль скорости в турбулентном пограничном слое более заполненный, чем в ламинарном пограничном слое. Кроме того, динамическая вязкость с учетом турбулентного перемешивания больше, чем динамическая вязкость газа при ламинарном течении  $\mu' > \mu$ . Малые касательные напряжения в диффузорном ламинарном потоке приводят к более быстрому отрыву с большими вихревыми потерями, рис. 5.8.13.

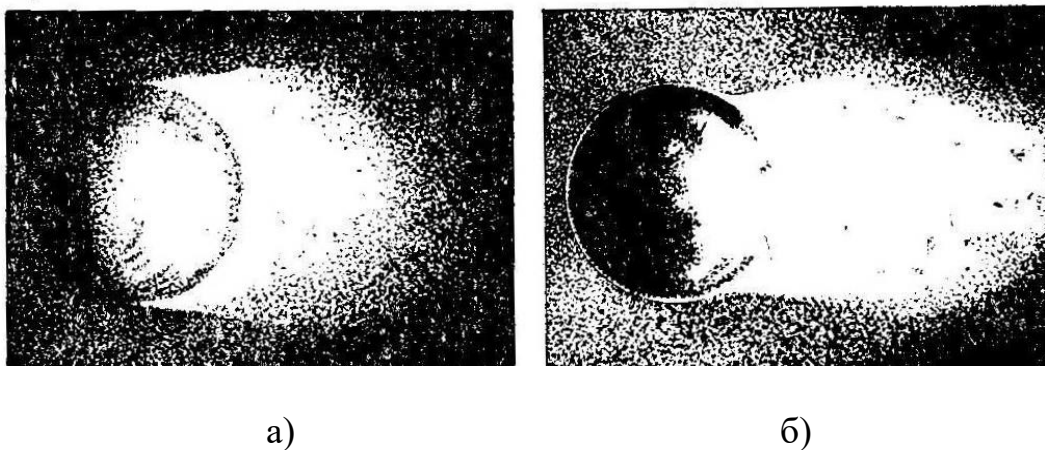
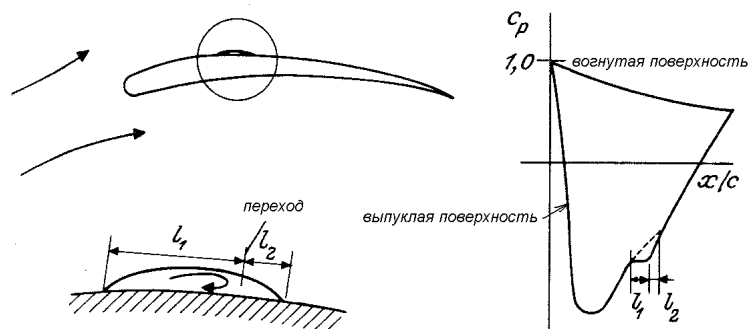


Рис. 5.8.13. Визуализация зоны отрыва потока при обтекании шара:  
(а) — ламинарный поток; (б) — турбулентный поток

В разделе 4.19 (рис. 4.19.1.) представлены данные Д. Стюарта по влиянию критерия Рейнольдса на коэффициент силы профильного сопротивления и номинальный угол поворота компрессорной решетки. Видно, что при  $Re_w > 2,5 \cdot 10^5$  имеет место автомодельность по критерию Рейнольдса, т.е. он не оказывает влияния на параметры решетки. Очевидно, что шероховатость поверхности испытанной решетки такова, что ее нельзя рассматривать в качестве гидравлически гладкой (номограмма на рис. 5.8.13). Очевидно так же, что при больших значениях  $Re_w$  этот критерий не влияет на потери отрыва. Влияние критерия Рейнольдса на характеристики ступеней ТК принципиально такое же, как на характеристики плоских решеток.

Другая ситуация имеет место при  $Re_w < Re_{wкр} = 2,5 \cdot 10^5$ , когда пограничный слой становится ламинарным. На выпуклой поверхности профилей появляется «пузырь отрыва», а затем классический отрыв, становящийся все более интенсивным по мере уменьшения числа Рейнольдса (рис. 5.8.14).



5.8.14. Схема начала отрыва («пузырь отрыва») при ламинарном течении, и соответствующие распределения давлений по профилю (штриховая линия относится к распределению давлений при отсутствии «пузыря») [3]

Появление отрыва потока ведет к росту потерь и к уменьшению отклоняющей способности решетки, так как возникшая вихревая зона оттесняет поток в сторону его инерциального направления.

Резкое ухудшение газодинамических характеристик ступеней при  $Re_w < Re_{wкр}$  следует иметь в виду при расчетах и проектировании малоразмерных ТК, или работающих с газами, имеющими малую плотность. Для ступеней большинства промышленных и транспортных ТК турбулентный характер течения гарантирован. В этих условиях его влияние часто не принимают во внимание. Некоторые уточнения – в чч. 6 и 7.

## 6. СТУПЕНЬ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

### 6.1. ДВА ЭТАПА ПРОФИЛИРОВАНИЯ. РАСЧЕТНЫЙ РАДИУС

Предметом этого раздела являются основы профилирования лопаточных аппаратов осевых ступеней. В качестве схемы реальной ступени рассматривается ступень (рис. 4.1.1), в которой газ движется по цилиндрическим поверхностям  $r_1 = r_2 = r_3 = \text{const}$  с постоянной осевой скоростью  $c_{z1} = c_{z2} = c_{z3} = \text{const}$ .

По высоте лопаток параметры потока и треугольники скоростей существенно меняются. Главная причина в изменении окружной скорости, линейно возрастающей по радиусу:  $u = \omega r$ . В связи с этим задача проектирования решается в два этапа:

– сначала в пределах наружного  $r_n$  и втулочного  $r_{вт}$  радиуса выбирается некоторый промежуточный радиус  $r_p$ , на котором рассчитываются треугольники скоростей. На этом радиусе проектируется элементарная лопаточная решетка, определяющая напор и расход ступени;

– затем на выбранном количестве цилиндрических поверхностей (например, на 20-ти) от  $r_n$  до  $r_{вт}$  рассчитываются треугольники скоростей и соответствующие лопаточные решетки, удовлетворяющие требованиям построения пространственного потока (рассматриваются ниже).

Параметры потока и лопаточных решеток на расчетном радиусе  $r_p$  выделяются с помощью того же подстрочного индекса. Выбор расчетного радиуса носит отчасти произвольный характер. Следует иметь в виду, что по сравнению со средним радиусом, на периферии лопаток (на радиусе  $r_n$ ) могут быть трудности с высокими числами  $M_w$ ,  $M_c$ . Для корневых сечений ( $r_{вт}$ ) характерны проблемы с необходимостью значительного поворота потока. Большой расчетный радиус облегчает профилирование на периферии, меньший — у втулки.

Обычно применяют один из двух видов расчетного радиуса:

– среднеарифметический радиус:

$$\bar{r}_p = \frac{r_p}{r_n} = \frac{r_n + r_{вт}}{2r_n} = \frac{1 + v}{2}; \quad (6.1.1)$$

– среднеквадратичный радиус:

$$\bar{r}_p = \frac{r_p}{r_n} = \sqrt{\frac{r_n^2 + r_{вт}^2}{2r_n^2}} = \sqrt{\frac{1 + v^2}{2}}. \quad (6.1.2)$$

Среднеарифметический радиус делит высоту лопатки пополам, а среднеквадратичный делит пополам проходное сечение  $f_1$ . Понятно, что среднеквадратичный радиус ближе к периферии.

## 6.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ СТУПЕНЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ

На расчетном радиусе газодинамические параметры и форма треугольников скоростей определяются степенью реактивности (соотношением между политропным напором РК и ступени в целом). В пренебрежении потерями напора:

$$\Omega = \frac{h_{p\text{ РК}}}{h_T} = \frac{h_T - h_{d\text{ РК}}}{h_T} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\psi_T u^2} = 1 - \frac{c_{u2}^2 + c_z^2 - c_{u1}^2 - c_z^2}{2\psi_T u^2}, \quad (6.2.1\text{ а})$$

при условии  $u_2 = u_1$ ,  $c_{z2} = c_{z1}$  (гомогенная ступень):

$$\Omega = 1 - \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u} = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = 1 - \frac{\bar{c}_{u2} + \bar{c}_{u1}}{2}. \quad (6.2.1\text{ б})$$

**Ступень со степенью реактивности  $\Omega = 1,0$ .** В этом случае вся подводимая в РК механическая работа преобразуется в давление. Очевидно, что такая реактивность возможна при равенстве абсолютных скоростей на входе и выходе рабочего колеса. При равенстве расходных скоростей в ступени это идентично условию  $|c_{u2}| = |c_{u1}|$ , что следует из уравнения (6.2.1 б).

Для того, чтобы ступень передавала газу механическую работу, теоретический напор должен быть положительным:  $h_T = (c_{u2} - c_{u1})u > 0$ . То есть, на выходе из РК закрутка должна быть положительной  $c_{u2} > 0$ , а на входе — отрицательной. Условием реализации реактивности  $\Omega = 1,0$  на среднем радиусе гомогенной ступени является:

$$c_{u2} = -c_{u1} \quad (6.2.2)$$

Так как коэффициент теоретического напора равен  $\psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = 2\bar{c}_{u2}$ , то окружные составляющие, отнесенные к окружной скорости равны половине коэффициента теоретического напора  $\bar{c}_{u2} = 0,5\psi_T$  и  $\bar{c}_{u1} = -0,5\psi_T$ .

Соответствующие треугольники скоростей выглядят, как показано на рис. 6.2.1а. Лопаточный аппарат, необходимый для реализации потока с таким треугольником скоростей изображен на рис. 6.2.1б.



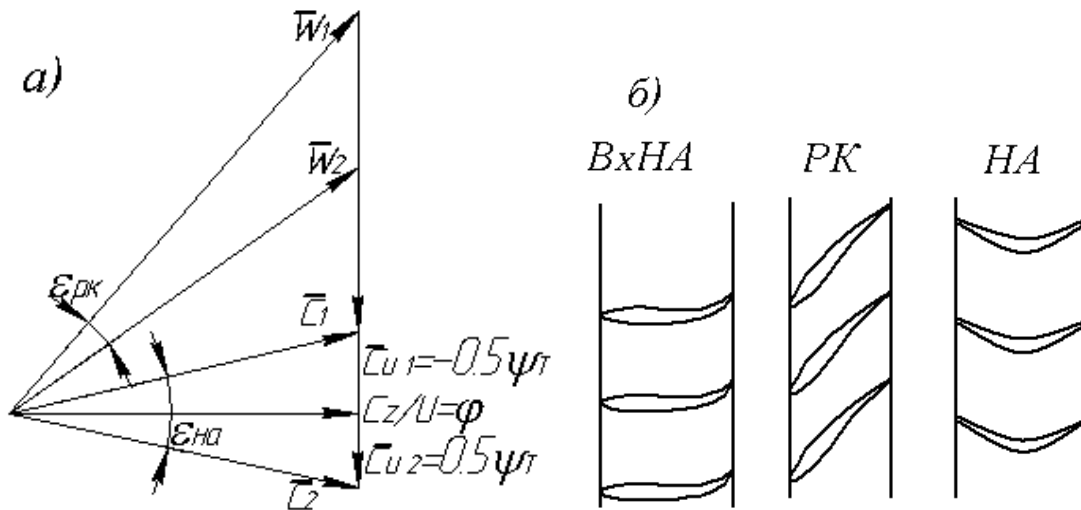


Рис. 6.2.1. Ступень со степенью реактивности  $\Omega = 1,0$ : а) — треугольники скоростей; б) — лопаточные решетки

У первой ступени компрессора отрицательная закрутка создается специально установленным входным направляющим аппаратом. У последующих ступеней отрицательную закрутку создает направляющий аппарат предыдущей ступени. На рис. 6.2.2 показаны лопаточные аппараты ОК со ступенями, имеющими  $\Omega = 1,0$ . Группе ступеней предшествует входной направляющий аппарат. Направляющий аппарат последней ступени поворачивает поток на  $0,5\epsilon_{НА}$ , обеспечивая условие  $c_{u3} = 0$ ,  $c_3 = c_{z3}$ . Этот направляющий аппарат является одновременно спрямляющим аппаратом. Такое устройство необходимо, так как поток должен иметь минимальную скорость на входе в выходной диффузор или в другое выходное устройство ОК.

Итак, назначение НА у ступени с  $\Omega = 1,0$  состоит не в том, чтобы преобразовать кинетическую энергию в давление (избыточную кинетическую энергию колесо не создает, так как  $c_2 = c_1 = c_3$ ), а в том, чтобы подготовить поток к входу в РК следующей ступени, изменив закрутку потока ровно на ту величину, которая была сообщена ему лопатками рабочего колеса.

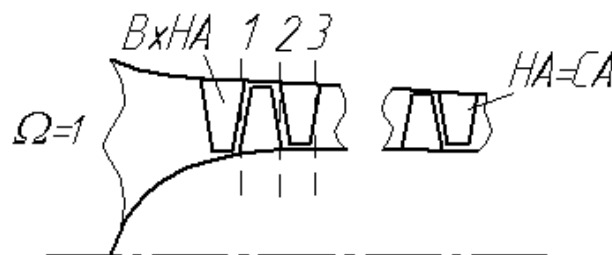


Рис. 6.2.2. Схема лопаточных аппаратов осевого компрессора со ступенями  $\Omega = 1,0$

Треугольники скоростей ступени с  $\Omega = 1,0$  показывают, что аэродинамическая нагрузка РК и НА распределена неравномерно:

- замедление потока осуществляется только в РК;
- уровень скоростей на входе в РК значительно выше, чем в НА.

Последнее обстоятельство связано с необходимостью отрицательной закрутки на входе в ступень:

$$\bar{w}_1 = \sqrt{\bar{c}_z^2 + \bar{w}_{u1}^2} = \sqrt{\bar{c}_z^2 + (1 - \bar{c}_{u1})^2} = \sqrt{\varphi^2 + (1 + 0,5\psi_T)^2}, \quad (6.2.3 \text{ а})$$

$$\bar{c}_2 = \sqrt{\varphi^2 + (0,5\psi_T)^2}. \quad (6.2.3 \text{ б})$$

Например, при значениях  $\varphi = 0,55$  и  $\psi_T = 0,45$  безразмерная скорость на входе в РК равна  $\bar{w}_1 = 1,242$ , т.е. на 24% больше окружной скорости, а на входе в НА равна  $\bar{c}_2 = 0,594$ . Скорость на входе в НА составляет всего 44% от скорости на входе в РК, что соответствует 20% кинетической энергии потока на входе в РК.

Расчеты и опыт проектирования демонстрируют следующие недостатки, связанные с излишней аэродинамической нагрузкой РК. Во-первых, пониженный КПД ступени, так как высокая кинетическая энергия на входе в РК влечет снижение КПД, не компенсируемое малыми потерями в НА:

$$\Delta\eta_{ст} = \Delta\eta_{рк} + \Delta\eta_{на} = 0,5 \frac{\zeta_{рк}}{\psi_T} \bar{w}_1^2 + 0,5 \frac{\zeta_{на}}{\psi_T} \bar{c}_2^2. \quad (6.2.4)$$

Во-вторых, окружная скорость, при которой могут применяться дозвуковые ступени ОК, ограничена величиной критического числа Маха на входе в РК  $M_{w1кр} = 0,70 \div 0,75$ . При превышении этих величин на задних поверхностях лопаток поток разгоняется до сверхзвуковых скоростей с последующим скачком уплотнения и отрывом пограничного слоя. В результате того, что  $w_1 \gg u$  окружная скорость на периферии лопаток  $u_n$  ограничена. Например, у первых ступеней воздушных ОК со ступенями, имеющими  $\Omega = 1,0$ , предельная окружная скорость  $u_n \leq 200 \div 240$  м/с, что значительно ниже скоростей, ограниченных прочностью лопаток.

В то же время, расчеты и опыт проектирования указывают на преимущество ступеней с  $\Omega = 1,0$  в наиболее высоком коэффициенте теоретического напора и в более широкой зоне устойчивой работы. Эти ступени хорошо изучены и на их основе спроектировано много осевых компрессоров промышленного назначения.

Обоснованная область применения ступеней с реактивностью, равной единице — осевые компрессоры с относительно небольшой скоростью вращения. Например, энергетические ГТД в Европе (в т.ч. в РФ) при 50 Гц переменного тока не могут иметь скорость вращения более 3000 об/мин. При относительно небольших мощностях наружный диаметр ОК невелик и величина  $u_n$  ограничена именно этим обстоятельством, а не соображениями газовой динамики. Применение ступеней с  $\Omega = 1,0$  в этом случае позволит уменьшить необходимое число ступеней. Эксперименты с модельными ступенями показывают, что среди других ступени с  $\Omega = 1,0$  имеют наиболее широкую зону работы.

**Ступень со степенью реактивности  $\Omega = 0,5$ .** Основной недостаток предыдущей кинематической схемы можно преодолеть, если разделить аэродинамическую нагрузку поровну между РК и НА, т. е. применить ступень с  $\Omega = 0,5$ . Если  $\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = 0,5$ , то:

$$c_{u2} + c_{u1} = u, \quad \bar{c}_{u2} + \bar{c}_{u1} = 1. \quad (6.2.5)$$

Так как  $\bar{c}_u = \bar{w}_u + \bar{u}$ , то  $c_{u1} = w_{u1} + c_{u1} + c_{u2}$ ,  $c_{u2} = w_{u2} + c_{u1} + c_{u2}$ , т.е.

$$c_{u1} = -w_{u2}, \quad c_{u2} = -w_{u1}, \quad c_1 = w_2, \quad c_2 = w_1, \quad (6.2.6)$$

и, так как  $\alpha = \arcsin \frac{c_z}{c}$ ,  $\beta = \arcsin \frac{c_z}{w}$ ,

$$\alpha_1 = \beta_2, \quad \alpha_2 = \beta_1, \quad \varepsilon_{PK} = \varepsilon_{HA}. \quad (6.2.7)$$

Понятно, что при равенстве скоростей на входе и выходе в рабочем колесе и в направляющем аппарате достигается одинаковый политропный напор в этих элементах. Это соответствует одинаковому уменьшению динамического напора в этих элементах  $h_{dPK} = h_{dHA} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ .

Треугольники скоростей для ступени с  $\Omega = 0,5$  и лопаточный аппарат, необходимый для реализации потока с таким треугольником скоростей, изображены на рис. 6.2.3. Как и в ступени с  $\Omega = 1,0$ , перед рабочим колесом нужен входной направляющий аппарат. Однако в этом случае он создает положительную закрутку. В силу равенства углов входа и выхода потока, лопаточные аппараты РК и НА имеют одинаковую форму.

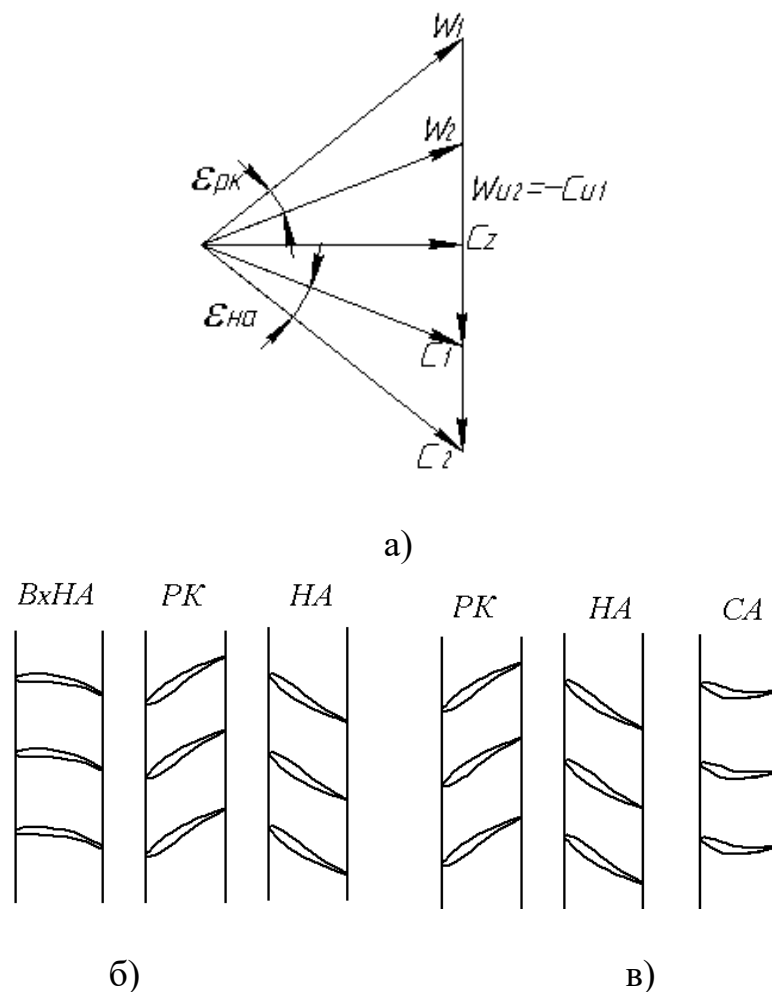


Рис. 6.2.3. Ступень со степенью реактивности  $\Omega = 0,5$ : а) — треугольники скоростей; б) — лопаточные решетки первой ступени; в) — лопаточные решетки последней ступени

У последующих ступеней положительную закрутку создает направляющий аппарат предыдущей ступени. На рис. 6.2.4 показана схема лопаточных аппаратов ОК со ступенями  $\Omega = 0,5$ . Группе ступеней предшествует входной направляющий аппарат. Направляющий аппарат последней ступени не в состоянии обеспечить поворот потока до условия  $c_{u3} = 0$ ,  $c_3 = c_{z3}$ . На выходе из группы ступеней необходим дополнительный спрямляющий аппарат.

Так как форма лопаток РК и НА и скорости в этих аппаратах одинаковые, потеря КПД в них (формула (6.2.4)) также одинаковы. Благодаря этому по сравнению с другими кинематическими схемами такая ступень позволяет получить наивысший КПД. Большинство опубликованных данных указывают на то, что КПД ступеней с  $\Omega = 0,50$  может достигать  $0,92 \div 0,93$  при том, что КПД ступеней с  $\Omega = 1,0$  примерно на 2% ниже.

Коэффициент теоретического напора у ступеней с  $\Omega = 0,5$  обычно на 20÷25% меньше, чем при  $\Omega = 1,0$ . Так как у рассматриваемой ступени  $\bar{c}_{u1} + \bar{c}_{u2} = 1$  и  $\bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1} = \psi_T$ , то  $\bar{c}_{u1} = 0,5(1 - \psi_T)$ .

Сравним уровень скоростей на входе в РК у этой ступени по аналогии с примером для ступени с  $\Omega = 1,0$ . При том же коэффициенте расхода  $\varphi = 0,55$  и на 20% меньшем коэффициенте теоретического напора  $\psi_T = 0,26$  скорости на входе в РК и в НА равны  $\bar{w}_1 = \bar{c}_2 = 0,947$ . Кинетическая энергия потока на входе в РК у этой ступени с  $\Omega = 0,5$  на 42% меньше, чем у рассмотренной выше ступени с  $\Omega = 1,0$ .

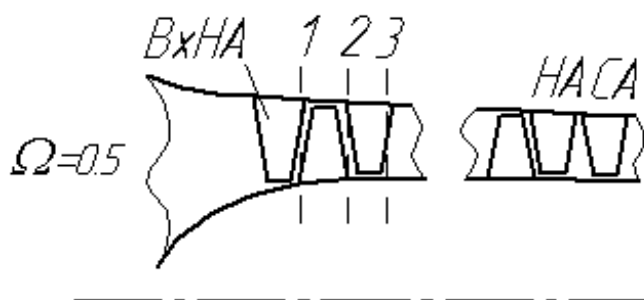


Рис. 6.2.4. Схема лопаточных аппаратов осевого компрессора со ступенями  $\Omega = 0,5$

Опыт проектирования показывает, что первые ступени дозвуковых воздушных ОК при  $\Omega = 0,5$  могут иметь окружную скорость на периферии лопаток до 320÷330 м/с. Если ступени с реактивностью 1,0 и 0,5 работают на предельных для каждой из них окружных скоростях ( $M_{w1} = M_{w1kp}$ ), то теоретический напор  $h_T = \psi_{TH} u_H^2$  ступени с реактивностью  $\Omega = 0,5$  оказывается примерно на 60% выше.

Область применения ступеней со степенью реактивности 0,5 — осевые компрессоры, окружная скорость которых не ограничена конструктивными соображениями. Это ОК газотурбинных двигателей и многих современных промышленных ОК.

**Ступень со степенью реактивности  $\Omega = 0,7$ .** Так как две рассмотренные кинематические схемы обладают различными свойствами благодаря различию в начальной закрутке потока ( $c_{u1} < 0$  при  $\Omega = 1,0$  и  $c_{u1} > 0$  при  $\Omega = 0,5$ ) очевидно, что кинематическая схема без закрутки потока на входе в рабочее колесо  $c_{u1} = 0$  должна обладать компромиссными качествами. Из уравнения (6.2.1б) следует, что при отсутствии закрутки на входе степень реактивности однозначно связана с коэффициентом напора  $\Omega = 1 - 0,5\psi_T$ . Коэффициент теоретического напора ступени, как показано ниже, является функцией не только степени реактивности, но и

коэффициента расхода и относительного шага решетки. Соответственно, при нулевой закрутке на входе степень реактивности может иметь разные значения. Подзаголовок «Степень со степенью реактивности  $\Omega = 0,7$ » соответствует традиции, по которой именно так в отечественной технической литературе принято называть кинематическую схему с  $c_{u1} = 0$ . Соответствующие треугольники скоростей и лопаточные решетки показаны на рис. 6.2.5.

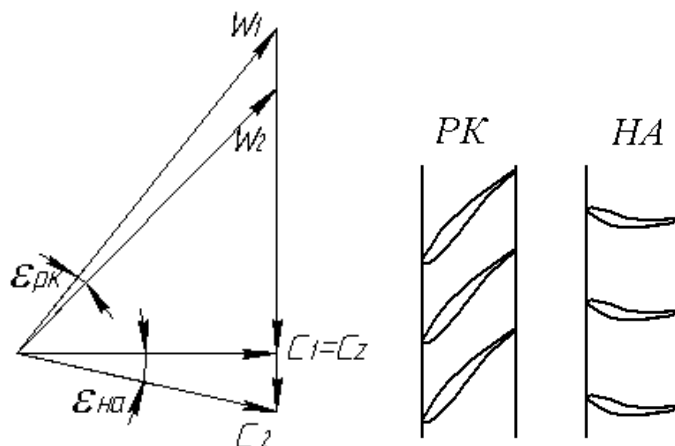


Рис. 6.2.5. Треугольники скоростей ступени и лопаточные решетки ступени при  $c_{u1} = 0$  («степень реактивности  $\Omega = 0,70$ »)

В силу отсутствия отрицательной закрутки скорость на входе в РК меньше, чем при реактивности, равной единице. В силу отсутствия положительной закрутки скорость на входе в РК больше, чем при реактивности 0,5. Так как при отсутствии закрутки  $\bar{w}_1 = \sqrt{\varphi^2 + 1}$ , то при одинаковом с рассмотренными выше двумя ступенями коэффициенте расхода  $\varphi = 0,55$ , безразмерная скорость на входе в РК равна 1,141. Это на 20% больше, чем при  $\Omega = 0,5$  и на 18% меньше, чем при  $\Omega = 1,0$ .

По КПД, зоне работы, коэффициенту напора ступень с  $c_{u1} = 0$  («степень реактивности  $\Omega = 0,7$ ») занимает промежуточное положение между двумя, рассмотренными выше. Такая ступень не требует закрутки на входе, поэтому перед первой ступенью ОК входной направляющий аппарат отсутствует. Направляющий аппарат ступени выпускает поток под углом  $90^\circ$ , так как закрутки потока на входе в следующую ступень быть не должно. Соответственно, отпадает необходимость в спрямляющем аппарате на выходе из группы ступеней — рис. 6.2.6. Отсутствие лопаточных аппаратов ВхНА и СА снижает потери напора по сравнению с ОК, у которых ступени имеют другую кинематическую схему.

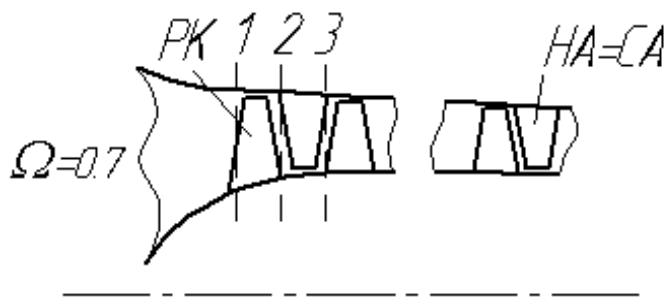


Рис. 6.2.6. Схема лопаточных аппаратов осевого компрессора со ступенями с  $c_{u1} = 0$  («степень реактивности  $\Omega = 0,7$ »)

**Треугольники скоростей на режимах, отличных от расчетного.** При работе ОК на режимах, отличных от расчетного, треугольники скоростей претерпевают значительные изменения. На входе в лопаточные аппараты появляются углы атаки. Хотя характерные черты трех рассмотренных кинематических схем сохраняются, численные значения степени реактивности не равны значениям на расчетном режиме.

Как и при анализе характеристик ТК, сопоставлять треугольники скоростей на расчетном и нерасчетном режимах принято при постоянной скорости вращения.

Напомним правила построения треугольников скоростей. В соответствии с результатами продувки плоских решеток считается, что направление выхода потока из лопаточных решеток не меняется при изменении расхода. Исключение составляют режимы вблизи границы помпажа, где развитый срыв на выпуклой поверхности лопаток уменьшает угол выхода потока. Эти режимы ниже не рассматриваются. Итак:

- расходная скорость (коэффициент расхода)  $c_z \leq c_{z\text{расч}}$  ( $\varphi \leq \varphi_{\text{расч}}$ ) меняется в соответствии с изменением давления в сети, обслуживаемой ТК;
- окружная скорость постоянна;
- направление потока на выходе из ВНА (если имеется) это угол  $\alpha_1$ , на выходе из РК — угол  $\beta_2$ , на выходе из НА —  $\alpha_3$  (у рассматриваемых ступеней он равен  $\alpha_1$ ) от расхода не зависят;
- так как их направление не зависит от расхода, скорости  $c_1, w_2, c_3$  меняются пропорционально расходу;
- скорости  $w_2, c_2$  определяются в соответствии с векторным соотношением  $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$ , меняя величину и направление при изменении расхода.

На рис. 6.2.7 сопоставлены треугольники скоростей ступени с  $\Omega = 1,0$  при расчетном и нерасчетном коэффициентах расхода.

При уменьшении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся меньше расчетного. Лопатки обтекаются с положительными углами атаки, что приводит к росту потерь и снижению КПД. Абсолютная скорость потока

на выходе из РК становится больше скорости на входе в него —  $c_2 > c_1 = c_3$ . За счет диффузорности косо́го среза лопаток при положительном угле атаки, в НА скоростной напор частично преобразуется в давление. То есть, степень реактивности ступени становится меньше единицы.

Наоборот, при увеличении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся больше расчетного. Лопатки обтекаются с отрицательными углами атаки. Как и при положительных углах атаки это приводит к росту потерь и снижению КПД. Абсолютная скорость потока на выходе из РК становится меньше скорости на входе в него:  $c_2 < c_1 < c_3$ . За счет конфузорности косо́го среза лопаток при отрицательном угле атаки, в направляющем аппарате давление частично преобразуется в скоростной напор. Степень реактивности ступени становится больше единицы.

На рис. 6.2.8 сопоставлены треугольники скоростей ступени с  $\Omega = 0,5$  при расчетном и нерасчетных коэффициентах расхода. При уменьшении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся меньше расчетного. Лопатки обтекаются с положительными углами атаки, что приводит к росту потерь и снижению КПД. При увеличении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся больше расчетного. Лопатки обтекаются с отрицательными углами атаки. Как и при положительных углах атаки, это приводит к росту потерь и снижению КПД.



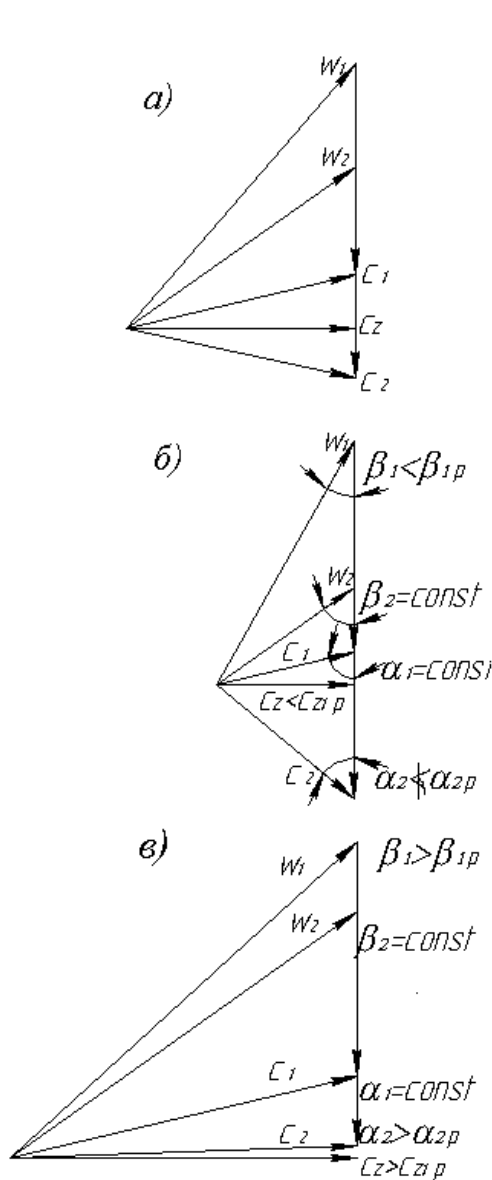


Рис. 6.2.7. Треугольники скоростей ступени с  $\Omega = 1,0$ : (а) —  $\varphi = \varphi_p$ ; (б) —  $\varphi < \varphi_p$ ; (в) —  $\varphi > \varphi_p$

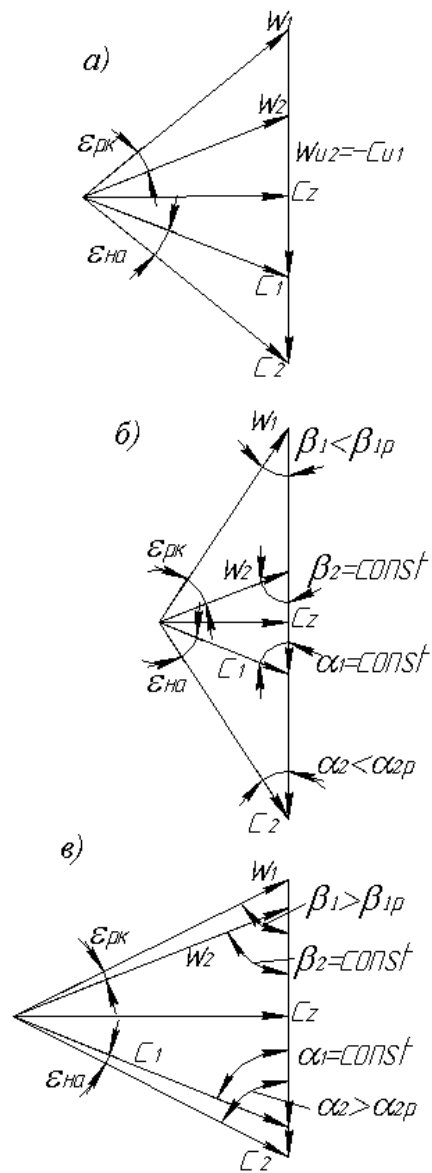


Рис. 6.2.8. Треугольники скоростей ступени с  $\Omega = 0,5$ : (а) —  $\varphi = \varphi_p$ ; (б) —  $\varphi < \varphi_p$ ; (в) —  $\varphi > \varphi_p$

В отличие от ступени с  $\Omega = 1,0$ , в данном случае реактивность ступени не меняется при изменении режима работы по расходу. Это связано с тем, что лопаточные аппараты РК и НА полностью одинаковы.

Треугольники скоростей ступени с условным названием  $\Omega = 0,70$  показаны на рис. 6.2.9. Кинематическая схема такой ступени характеризуется отсутствием закрутки потока на входе в РК:  $c_{u1} = 0$ . Как и ранее, уменьшение расхода уменьшает углы потока на входе в РК и НА, что влечет появление положительных углов атаки. Увеличение расхода влияет противоположно.

Так как у этой ступени степень реактивности и коэффициент напора однозначно связаны по уравнению  $\Omega = 1 - 0,5\psi_T$ , а напорная характеристика

ступеней при  $\beta_2 < 90^\circ$  восходящая (коэффициент теоретического напора возрастает с уменьшением коэффициента расхода), то при уменьшении расхода степень реактивности уменьшается по сравнению с расчетным режимом, а при увеличении расхода — возрастает.

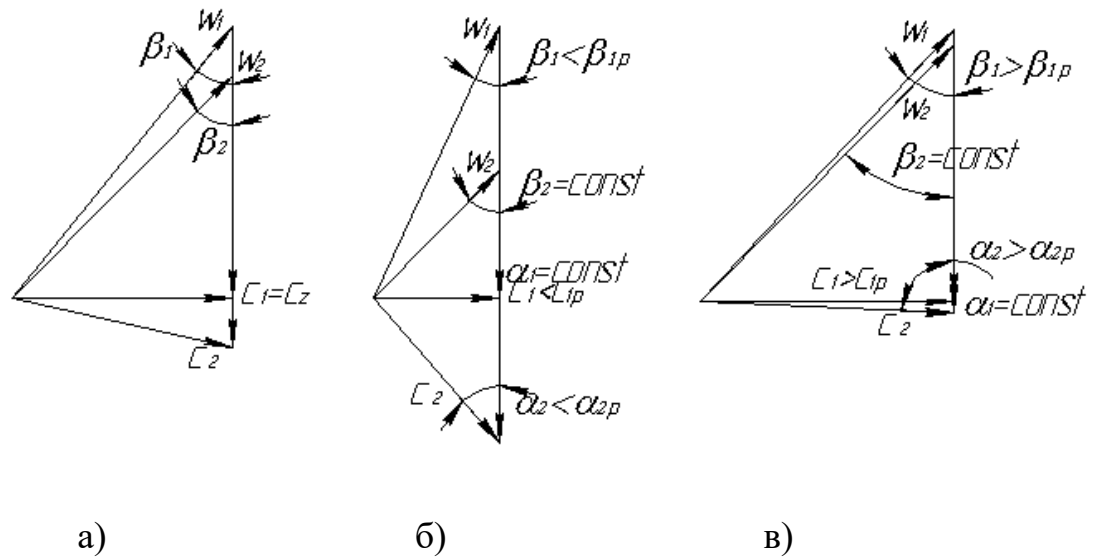


Рис. 6.2.9. Треугольники скоростей ступени с  $\Omega = 0,7$ : (а) —  $\varphi = \varphi_p$ ; (б) —  $\varphi < \varphi_p$ ; (в) —  $\varphi > \varphi_p$

**Выводы по треугольникам скоростей на режимах, отличных от расчетного.** Рассмотренная трансформация треугольников скоростей разных ступеней иллюстрирует общую закономерность:

— у ступеней ТК всех типов уменьшение расхода приводит к уменьшению углов входа потока в РК  $\beta_1$  и в НА  $\alpha_2$ , а увеличение расхода — к их росту. Так как на расчетном режиме при надлежащем проектировании обеспечивается безударное обтекание лопаток, при отклонении расхода от расчетного в сторону уменьшения КПД снижается из-за появления положительных углов атаки, а при увеличении расхода — из-за отрицательных углов атаки. Это один из существенных недостатков осевых компрессоров, и турбокомпрессоров вообще, так как аналогично изменение расхода влияет на углы атаки и потери в центробежных компрессорах.

### 6.3. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ ПЛОСКИХ РЕШЕТОК

В разделе 4.18 было рассмотрено обобщение опытных данных по продувке плоских решеток, носящее название «Диаграмма номинальных режимов Хауэлла» (рис. 4.18.2). Номинальный режим обтекания лопаточной решетки, рекомендуемый А. Хауэллом, соответствует углу поворота потока, равному 80% от максимального угла поворота. Как известно, максимальный угол поворота соответствует появлению развитого срыва на выпуклой

поверхности профилей. У реального ТК это соответствует режиму помпажа. На диаграмме номинальных режимов представлены такие решетки, лопаточные аппараты которых обтекаются с соблюдением условия безударного входа. За счет этого обеспечивается минимально возможный для данных условий уровень профильных потерь.

Проектирование оптимальных лопаточных решеток возможно непосредственно по диаграмме на рис. 4.18.2. Однако эмпирические зависимости на этой диаграмме можно представить в виде непосредственных связей между параметрами проектирования ступеней ОК. Для этого свяжем коэффициент теоретического напора и степень реактивности с углами потока и коэффициентом расхода.

Коэффициент теоретического напора:

$$\Psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = \frac{u - u + c_{u2} - c_{u1}}{u} = \frac{w_{u1} - w_{u2}}{u} \frac{c_z}{c_z}, \text{ т.е.}$$

$$\psi_T = (ctg\beta_1 - ctg\beta_2)\varphi, \quad (6.3.1 \text{ а})$$

или

$$\frac{\psi_T}{\varphi} = ctg\beta_1 - ctg\beta_2. \quad (6.3.1 \text{ б})$$

Степень реактивности:  $\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = \frac{w_{u2} + w_{u1}}{2u} \frac{c_z}{c_z}$ , т.е.

$$\Omega = 0,5(ctg\beta_1 + ctg\beta_2)\varphi, \quad (6.3.2 \text{ а})$$

или

$$\frac{\Omega}{\varphi} = 0,5(ctg\beta_1 + ctg\beta_2). \quad (6.3.2 \text{ б})$$

Полученные зависимости справедливы для всех режимов, в том числе и для номинального. Диаграмма номинальных режимов представленная на рис.

4.18.2 представляет графическую зависимость  $\varepsilon^* = \beta_2^* - \beta_1^* = f\left(\beta_2^*, \frac{t}{B}\right)$ .

Формулы (6.3.1), (6.3.2) показывают, что отношения  $\frac{\psi_T}{\varphi^*}$  и  $\frac{\Omega}{\varphi^*}$  связаны с теми же углами  $\beta_2^*$  и  $\beta_1^*$ , связь между которыми устанавливает диаграмма номинальных режимов на рис. 4.18.2. То есть диаграмма номинальных

режимов на рис. 4.18.2 может быть перестроена в координатах  $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*} = f\left(\frac{\Omega^*}{\varphi^*}, \frac{t}{B}\right)$ . Такая диаграмма представлена на рис. 6.3.1.

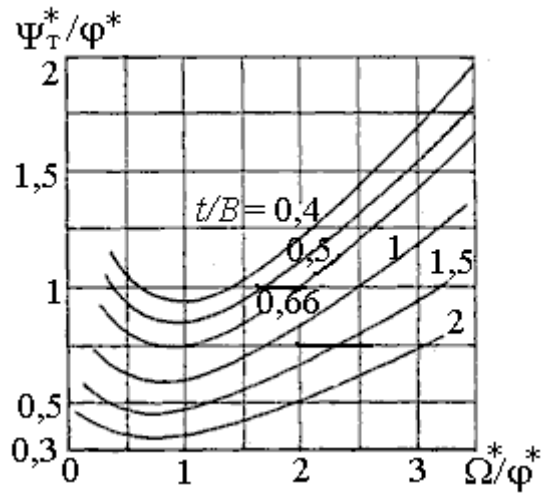


Рис. 6.3.1. Диаграмма номинальных режимов лопаточных решеток, связывающая основные параметры проектирования осевой ступени (на среднем расчетном радиусе) [18]

Для профилирования лопаточных решеток осевой ступени на среднем радиусе надо выбрать:

- кинематическую схему (степень реактивности);
- коэффициент расхода  $\varphi^*$ ;
- относительный шаг  $t/B$  или обратную ему величину — густоту решетки  $B/t$ .

Графики на рис. 6.3.1 определяют значение коэффициента напора, при котором обеспечено благоприятное (безотрывное, но с достаточной нагрузкой) обтекание лопаток РК ступени. Значения  $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*}$  и  $\frac{\Omega^*}{\varphi^*}$  по формулами (6.3.1), (6.3.2) определяют углы потока  $\beta_1^*$  и  $\beta_2^*$ . Вместе с коэффициентом расхода  $\varphi^*$  это позволяет построить треугольники скоростей ступени по очевидным соотношениям:

$$\bar{w}_1 = \frac{\varphi}{\sin \beta_1}, \quad \bar{w}_2 = \frac{\varphi}{\sin \beta_2}, \quad \alpha_1 = \arctg \frac{\varphi}{1 - \varphi \operatorname{ctg} \beta_1}, \quad \alpha_2 = \arctg \frac{\varphi}{1 - \varphi \operatorname{ctg} \beta_2},$$

$$\bar{c}_1 = \frac{\varphi}{\sin \alpha_1}, \quad \bar{c}_2 = \frac{\varphi}{\sin \alpha_2}. \quad (6.3.3)$$

Для определения углов лопаток, при которых эти треугольники скоростей могут быть реализованы, следует установить номинальный угол атаки  $i^* = \beta_{л1} - \beta_1^*$  и номинальный угол отставания  $\Delta\beta^* = \beta_{л2} - \beta_2^*$ .

Относительно номинального угла атаки диаграмма номинальных режимов информации не содержит. Обсуждаемые ниже результаты исследований отечественных ученых показывают, что безударному обтеканию типичных компрессорных решеток соответствуют значительные отрицательные углы атаки. При проектировании по диаграмме номинальных режимов, которая построена на основании данных по решеткам с номинальными углами атаки  $i_1^* = \pm 5^\circ$  считается возможным принять  $i_1^* = 0$ , тогда

$$\beta_{л1} = \beta_1^*. \quad (6.3.4)$$

Для расчета угла отставания А. Хауэллом предложена эмпирическая формула:

$$\Delta\beta^* = m\Theta\sqrt{\frac{t}{B}}, \quad \Theta = \beta_{л2} - \beta_{л1}, \quad m = 0,23 \cdot 2\bar{B}_f^2 + 0,18. \quad (6.3.5)$$

где  $\bar{B}_f$  — отнесенное к хорде профиля расстояние от передней кромки до стрелы максимальной изогнутости профиля (рис. 4.11.2).

Очевидно, что отставание потока тем больше, чем больше изогнутость профиля  $\Theta$  и относительный шаг  $t/B$ . Коэффициент  $m$  учитывает влияние формы средней линии профиля. Малое значение  $\bar{B}_f$  означает, что наибольшая кривизна профиля приближена к передней кромке и перестройка потока сильнее на входе, чем на выходе, т.е. отставание меньше.

Имея в виду принятое нами условие  $\beta_{л1} = \beta_1^*$  и то, что  $\beta_{л2} = \beta_2^* + \Delta\beta^*$ , исключим из формулы Хауэлла подлежащие расчету лопаточные углы:

$$\Delta\beta^* = m(\beta_2^* + \Delta\beta^* - \beta_1^*)\sqrt{\frac{t}{B}}.$$

Или

$$\Delta\beta^* = \frac{m(\beta_2^* - \beta_1^*)\sqrt{\frac{t}{B}}}{1 - m\sqrt{\frac{t}{B}}}. \quad (6.3.6)$$

Приведенные соотношения определяют треугольники скоростей и лопаточные углы рабочего колеса. Выбранный в начале проектирования относительный шаг и лопаточные углы дают исходную информацию для дальнейшего профилирования.

При степени реактивности  $\Omega = 0,50$  лопаточный аппарат НА аналогичен рабочему колесу. При других степенях реактивности по углам потока  $\alpha_1^*, \alpha_2^*$  следует подобрать оптимальный относительный шаг направляющего аппарата, воспользовавшись диаграммой номинальных режимов на рис. 4.18.2.

**Фактор диффузорности.** Требования к аэродинамическому совершенству лопаточных аппаратов осевых ступеней очень высоки. Это связано с высоким уровнем безразмерных скоростей  $w/u, c/u$  в проточной части. При наиболее благоприятной кинематической схеме ступени с  $\Omega = 0,50$ , когда положительная закрутка способствует уменьшению безразмерной скорости на входе в РК, отношение  $w_1/u$  имеет порядок не менее 0,90. Эта величина значительно больше единицы при реактивности не равной 0,50. В этом случае КПД ступени порядка 0,93 – 0,94 может быть обеспечен только низким коэффициент потерь РК и НА  $\zeta_{рк} \approx 0,020$  (формула (6.2.4)). Результаты испытания показывают, что это можно осуществить только при безотрывном обтекании решеток и при оптимальном относительном шаге.

Состояние пограничного слоя на выпуклой поверхности лопаток контролируется местной диффузорностью  $\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{\max}}$  — рис. 6.3.2. Анализ опытных данных, проведенный С. Либляйном, показал, что в случае, когда  $\dot{w}_3 \approx 0,55$  решетка достаточно нагружена, но обтекание безотрывно, и имеется достаточный запас устойчивости течения. Последнее обстоятельство позволяет успешно работать при производительности меньше расчетной (положительные углы атаки), обеспечивая приемлемый «запас по помпажу».

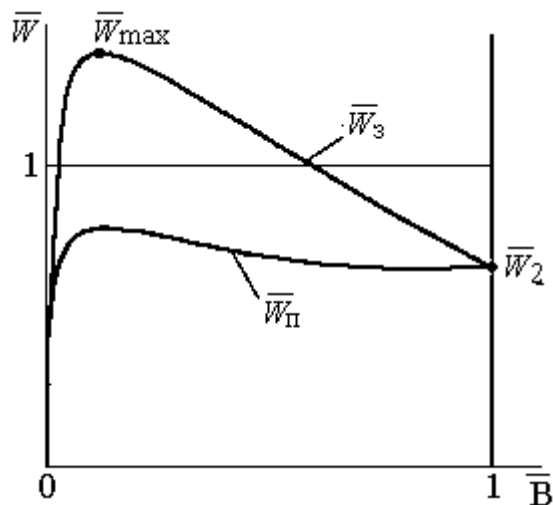


Рис. 6.3.2. Типичная диаграмма поверхностных скоростей на лопатках осевого рабочего колеса (расчетный режим)

При анализе и расчетах оказывается более удобным использовать не местную диффузорность, а связанный с ней фактор диффузорности:

$$F_D = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}}. \quad (6.3.7)$$

Численное значение  $F_D$  показывает, на какую долю снижена максимальная скорость при ее движении вдоль задней (выпуклой) поверхности лопаток.

Для точного расчета фактора диффузорности следовало бы выполнить расчет обтекания лопаток невязким потоком. Для решения задач анализа и расчетного проектирования С. Либляйн предложил эмпирическую формулу, связывающую фактор диффузорности с относительным шагом и с изменением скоростей потока в решетке:

$$F_{D_{\text{рк}}} = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{\frac{t}{B}(w_{u1} - w_{u2})}{2w_1}. \quad (6.3.8)$$

С использованием приведенных выше соотношений фактор диффузорности может быть связан с параметрами проектирования осевой ступени:

$$F_{D_{\text{рк}}} = 1 - \frac{(\varphi^2 + (\Omega - 0,5\psi_T)^2)^{0,5}}{(\varphi^2 + (\Omega + 0,5\psi_T)^2)^{0,5}} + \frac{\psi_T t / B}{2(\varphi^2 + (\Omega + 0,5\psi_T)^2)^{0,5}}. \quad (6.3.9)$$

Фактически, С. Либляйн рекомендует опираться при проектировании решетки не на диаграмму номинальных режимов Х. Хауэлла (рис. 6.3.1), а на формулу (6.3.9). В качестве оптимального значения рекомендуется  $F_{D_{\text{opt}}} = 0,45$ .

При заданном  $F_{D_{\text{opt}}} = 0,45$ , выбранной степени реактивности и коэффициенте расхода можно вычислить коэффициент теоретического напора при разных  $t/B$ . На кафедре КВХТ разработана компьютерная программа для гомогенных ступеней и проведено расчетное исследование. При рекомендованном факторе диффузорности  $F_{D_{\text{opt}}} = 0,45$  по формуле

(6.3.9) рассчитана зависимость  $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*} = f\left(\frac{\Omega}{\varphi^*}\right)$  — аналогичная диаграмме номинальных режимов Хауэлла. На рис. 6.3.3 эти зависимости сопоставлены.

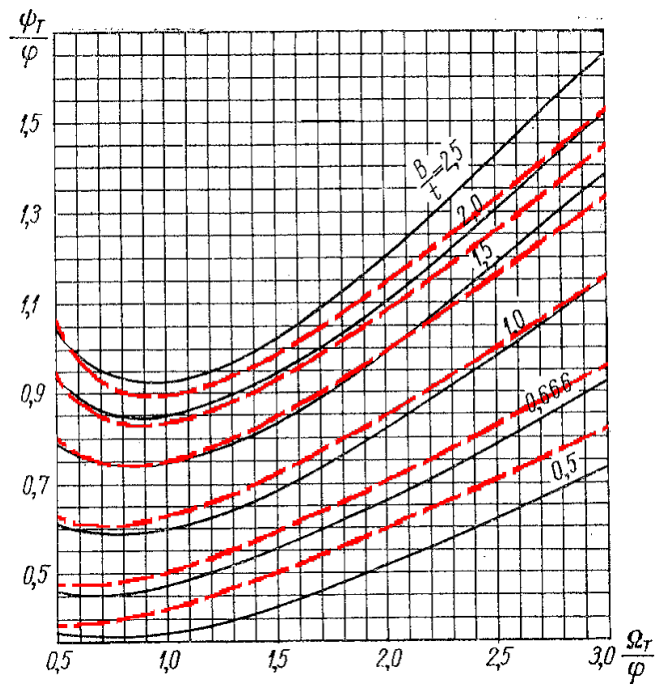


Рис. 6.3.3. Диаграмма номинальных режимов Хауэлла — сплошные линии. Диаграмма расчетных режимов РК с  $F_{Dopt} = 0,45$  — штриховые линии

Рекомендуемый для компрессорных решеток диапазон относительного шага  $t/B = 0,7 \div 1,0$ . В этом диапазоне расчетные режимы с  $F_D = 0,45$  и номинальные режимы Хауэлла весьма близки. Вместе с тем, густые решетки с  $t/B = 0,4$  ( $B/t = 2,5$ ) при проектировании по Хауэлли явно перегружены, а редкие при  $t/B = 2,0$  ( $B/t = 0,5$ ) — недогружены.

С. Либляйном предложена эмпирическая формула для расчета коэффициента профильных потерь (очевидно, при рекомендуемом факторе диффузности  $F_{Dopt} = 0,45$ ):

$$\zeta_{PK} = \frac{0,014}{(t/B)\sin\beta_2}, \quad \zeta_{HA} = \frac{0,014}{(t/B)\sin\alpha_1}. \quad (6.3.10)$$

На этом основании в работе [14] представлен анализ эффективности ряда гомогенных ступеней. Компьютерные программы кафедры КВХТ рассчитывают характеристики пространственных лопаточных решеток, ступеней и многоступенчатых компрессоров с учетом этих и других эмпирических соотношений.

**Альтернативные методы профилирования плоских решеток.** Приемы профилирования плоских решеток по А. Хауэлли и последующие



дополнения С. Либляйна являются первыми по времени появления и широко известны. В каком – то смысле эти приемы можно считать классическими.

Но это не единственные способы. Обширные испытания и глубокие обобщения результатов выполнены отечественными учеными. Формула (4.16.4) для расчета коэффициента силы профильного сопротивления предложена С.А. Довжиком и А.С. Гиневским («Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора», Промышленная аэродинамика, вып. 20, Оборонгиз, 1961). Обширная информация по результатам испытания плоских решеток представлена в книге «Лопаточные машины и струйные аппараты. Сборник статей, Вып.2. М.: Машиностроение 1967». Наиболее близки по проблематике две статьи А.И. Бунимовича, А. А., Святогорова, и статья А.П. Комарова «Исследование плоских компрессорных решеток». Привлекательность подхода автора этой статьи заключается в том, что расчетные формулы получены на основании теоретических соображений и включают эмпирические коэффициенты, основанные на результатах обширных испытаний плоских решеток.

Автором статьи решена задача расчета аэродинамических характеристик решеток с заданным углом изогнутости, углом установки и относительным шагом. За основу берутся параметры решетки на режиме максимального качества  $c_a/c_w$  (обозначения и система координат в этой книге отличаются от использованных автором статьи):

- коэффициент профильных потерь на режиме максимального качества:

$$\zeta_{popt} = \frac{0,65 + 2\left(\frac{\theta}{100}\right)^2}{100\sqrt{\sin\beta_{1opt}} t / B}. \quad (6.3.11)$$

Эта формула кажется более универсальной, чем формула С. Либляйна, которая относится только к решеткам с рекомендованным фактором диффузорности. Тем более она предпочтительнее рекомендации А. Хауэлла считать на номинальном режиме коэффициент силы профильного сопротивления не зависящим от формы решетки  $c_{wp} = 0,018$ .

- потери на ограничивающих поверхностях считаются пропорциональными профильным потерям с учетом соотношения поверхностей лопаток и ограничивающих поверхностей:

$$\zeta_{opt} = \frac{0,65 + 2\left(\frac{\theta}{100}\right)^2}{100\sqrt{\sin\beta_{1opt}}} \frac{1}{l/B}. \quad (6.3.12)$$

При использовании этой формулы для расчета ступеней, вероятно, следует учесть потери трения на ограничивающих поверхностях в осевых зазорах между лопаточными аппаратами;

- для расчета коэффициента индуктивных потерь предложена формула:

$$\zeta_i = 0,10(\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2)^2 \sin \beta_1 \frac{t/B}{l/B}. \quad (6.3.13)$$

- угол атаки на режиме максимального качества:

$$t_{opt} = 6 - \frac{1}{3} \theta \bar{t}^* \left[ 1,81 - (2\bar{B}_f)^2 \right] \text{ (град)}. \quad (6.3.14)$$

Здесь  $\bar{t}^*$  - обобщенный относительный шаг, применяемый при анализе решеток с малой густотой:

$$\bar{t}^* = 2 - \frac{1}{\bar{t}} \quad \text{при } \bar{t} > 1,0, \quad \bar{t}^* = \bar{t} \quad \text{при } \bar{t} \leq 1,0. \quad (6.3.15)$$

- угол атаки на режиме минимального коэффициента потерь:

$$i_{расч} = t_{opt} - (t_{opt} - i_{расч}) = 6 - \frac{1}{3} \theta \bar{t}^* \left[ 1,81 - (2\bar{B}_f)^2 \right] - 6 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\theta}{60} \right)^2 \right]. \quad (6.3.16)$$

Здесь следовало бы напомнить, что выбор режима максимального качества за расчетный режим (рекомендация А.П. Комарова) приближает этот режим к режиму помпажа осевого компрессора, что считается нежелательным. По нашему мнению, наилучшее решение для и для ОК, и для ЦК – это выбор расчетного режима, который соответствует минимуму коэффициента потерь. Исходя из этого для угла атаки по формуле (6.3.16) обозначен как  $i_{расч}$ . Напомним, что относительно выбора угла атаки на номинальном режиме А. Хауэлл не дает указаний;

- угол отставания на режиме максимального качества:

$$\Delta\beta_{opt} = \left[ 0,26(2\bar{B}_f)^2 \bar{t}^* + 0,2 \frac{\beta_{2opt}}{100} K_t \right] \theta, \quad (6.3.17)$$

где  $K_t = 1,0$  при  $\bar{t} \leq 1,0$ ,  $K_t = 1/\bar{t}^2$  при  $\bar{t} > 1,0$ ;

На рис. 6.3.4 показаны характеристики коэффициента профильных потерь испытанных А.П. Комаровым решеток в координатах, в которых они удовлетворительно обобщаются зависимостью:

$$\zeta_p - \zeta_{p\text{ расч}} = 0,08 \left( \frac{90 + \theta - \beta_B}{100} \right)^2 \left[ \left( \frac{i - i_{расч}}{10} \right)^3 - \left( \frac{i_{расч}}{10} \right)^3 \right]. \quad (6.3.18)$$

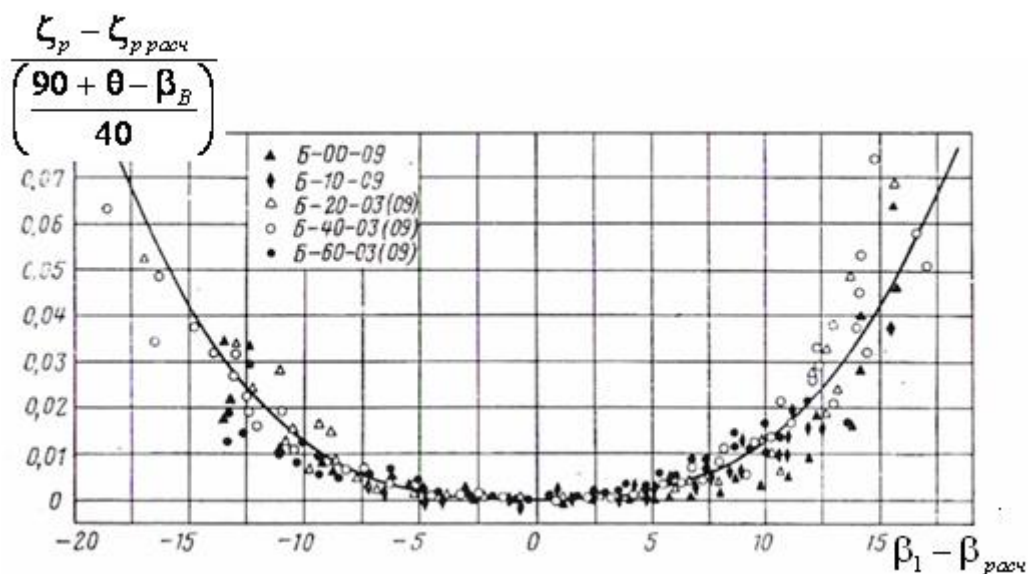


Рис. 6.3.4. Обобщение характеристик коэффициентов профильных потерь плоских решеток (А.П. Комаров)

Приведенные выше формулы дают возможность расчета характеристик решетки – плоской и с лопатками конечной высоты. А.П. Комаровым приведена так же формула для расчета отставания потока с учетом вторичных течений на ограничивающих поверхностях. В целом эта информация полнее и подробнее изложенных выше рекомендаций А. Хауэлла и С. Либляйна, но отсутствуют рекомендации по выбору оптимальной нагрузки лопаточных решеток, которые содержит диаграмма Хауэлла на рис. 6.3.1, или формула для расчета фактора диффузорности 6.3.9.

**Сравнение методик расчета потерь в лопаточной решетке.** Испытания плоских решеток и решеток с конечной высотой лопаток выполнены и обобщены рядом авторов. Проверка результатов расчета по разным формулам сделано на примере двух ступеней ОК с более или менее типичными параметрами.

Выбранные параметры ступеней и данные о треугольниках скоростей на среднем радиусе представлены в информационном меню программы ОДОС-ГП-04 кафедры КВХТ СПбГПУ на рис. 6.3.5. Ступени с реактивностью  $\Omega = 0,5$  отличаются коэффициентами расхода на среднем радиусе  $\varphi = 0,55$  и  $0,45$ , имеют относительный шаг лопаток  $t/B = 1,0$  и фактор диффузорности  $F_D = 0,45$ . Соответствующие коэффициенты напора равны  $\psi_T = 0,335$  и  $0,287$ . Они определены по формуле (6.3.9). Потери на ограничивающих поверхностях рассчитаны при относительном удлинении лопаток  $l/B = 1,5$ .

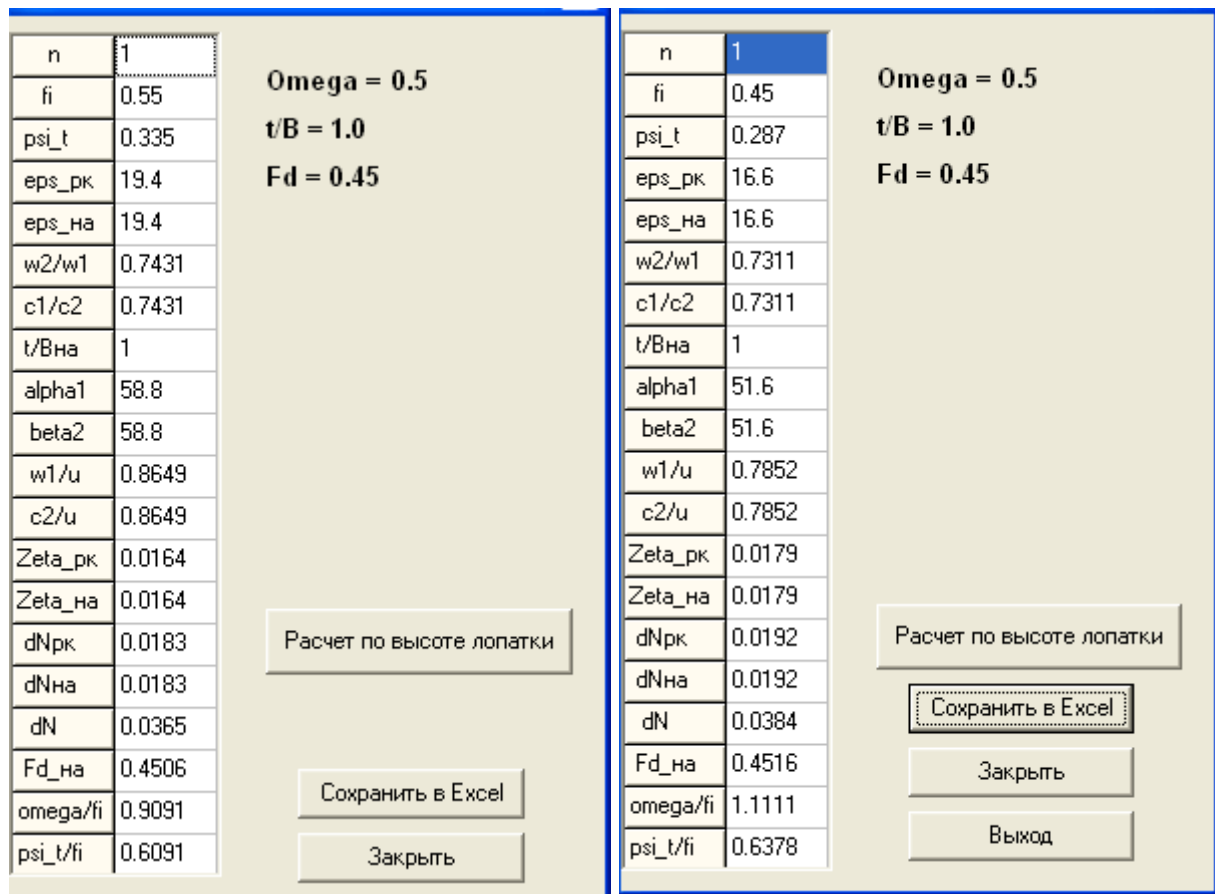


Рис. 6.3.5. Параметры двух ступеней с реактивностью 0,5 с разными коэффициентами расхода (Программа ОДОС-ГП-04, кафедра КВХТ СПбГПУ)

Дополнительные параметры, нужные для расчетов:

- положение максимального прогиба средней линии лопаток принято равным  $\bar{B}_f = 0,45$ ,

- относительный максимальный прогиб средней линии лопаток  $\bar{f}_{\max} = 0,2$  и  $0,15$  соответственно (оценка),

- входной угол потока  $\beta_1 = \beta_2 - \Delta\beta = 39,4^\circ$  и  $35^\circ$ ,

- безразмерная средневекторная скорость  $\bar{w}_{cp} = \sqrt{\varphi^2 + \bar{w}_{ucp}^2} =$

$$\varphi \sqrt{1 + \left( \frac{ctg\beta_1 + ctg\beta_2}{2} \right)^2} = 0,744 \text{ и } 0,6727,$$

- направление средневекторной скорости  $\beta_{cp} = \arcsin \frac{\Phi}{\bar{w}_{cp}} = 47,7^0$  и  $42^0$ ,
- угол отставания по А. Хауэллу (ф. (6.3.5, 6.3.6))  $\Delta\beta_2 = 7,29^0$  и  $6,3^0$ ,
- выходной угол лопаток  $\beta_{л2} = \beta_2 + \Delta\beta = 66,1^0$  и  $57,9^0$ ,
- угол атаки по А. Хауэллу, требующий максимальной изогнутости профиля  $i_{расч} = -5^0$  в обоих случаях,
- входной угол лопаток  $\beta_{л1} = \beta_1 + i_{расч} = 34,4^0$  и  $30^0$ ,
- угол изогнутости  $\theta = \beta_{л2} - \beta_{л1} = 31,7^0$  и  $27,9^0$ ,
- угол установки профилей  $\gamma \approx \frac{\beta_{л1} + \beta_{л2}}{2} = 49,1^0$  и  $48,8^0$ ,
- коэффициент подъемной силы  $c_a = 2 \frac{t}{B} (ctg\beta_1 - ctg\beta_2) \sin\beta_{cp} = 0,9044$   
и  $0,850$ ,

- связь между коэффициентом потерь и коэффициентом силы профильного сопротивления (из баланса потерянной мощности):

$$\zeta = c_w \frac{\bar{w}_{cp}}{\Phi} \left( \frac{\bar{w}_{cp}}{\bar{w}_1} \right)^2 \frac{1}{t/B}. \text{ Для рассчитываемых ступеней } \zeta = 1,00 c_w \text{ и } 1,097 c_w,$$

- потеря КПД ступени с  $\Omega = 0,5$ :  $\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\Psi_T} \bar{w}_1^2 \times 2$ . Для рассчитываемых ступеней  $\Delta\eta = 2,233 \zeta$  и  $2,148 \zeta$ .

Результаты сопоставления ожидаемой эффективности ступеней представлены в таблице 6.3.1. Профильные потери рассчитаны по данным пяти авторов. По рекомендациям А. Хауэлла принято  $c_{wp} = 0,018$  вне зависимости от формы профилей и решеток. Коэффициенты профильных потерь по А. Комарову, С. Либляйну и Бунимовичу – Святогорову рассчитаны по формулам (6.3.11) и (6.3.10) . и (6.3.11 а) соответственно. Коэффициент силы профильного сопротивления по Довжику – Гиневскому рассчитан по формуле (4.16.4). Потери на ограничивающих поверхностях и

вторичные рассчитаны по методике А. Хауэлла по формулам (4.20.8) (4.20.9), по методике А. Комарова по формулам (6.3.11), (6.3.12).

**Таблица 6.3.1**

**Оценка разными авторами возможной эффективности ступеней ОК**

Параме тр,	А.Хауэлл		А. Комаров		С. Либляйн		Довжик- Гиневский		Бунимович - Святогор	
$c_{wp}$	0,01 8	0,01 8	-	-	-		0,02 39	0,02 25	-	-
$\zeta_p$	0,01 8	0,01 97	0,01 07	0,010 7	0,01 64	0,01 79	0,02 39	0,02 25	0,01 00	0,00 98
$\Delta\eta_{pstage}$	0,04 02	0,04 24	0,02 49	0,022 9	0,03 66	0,03 84	0,05 34	0,05 02	0,02 23	0,02 10
$c_{wo}$	0,01 33	0,01 33	-	-						
$\zeta_0$	0,01 33	0,01 46	0,00 85	0,008 53						
$\Delta\eta_{ostage}$	0,02 98	0,03 14	0,01 91	0,018 3						
$c_{wi}$	0,01 47	0,01 30	-	-						
$\zeta_i$	0,01	0,01	0,01	0,015						

	47	43	58	4						
$\Delta\eta_{i\ stage}$	0,03 29	0,03 07	0,03 53	0,033 2						
$\Delta\eta_{stage}$	0,10 29	0,10 45	0,07 93	0,074 4						

Сравнение данных в таблице 6.3.1 показывает следующее:

- по оценке разных авторов потери КПД из-за профильных потерь имеют порядок 2,1 – 5,3 %, отличаясь в 2,5 раза,

- профильные потери и потери на ограничивающих поверхностях по А.Комарову примерно на 40% меньше, чем по «классическим» формулам А. Хауэлла,

- оценка вторичных потерь у этих исследователей примерно одинакова. Но с учетом разницы в оценке других потерь, по А. Хауэллу эти потери составляют примерно треть всех потерь, а по А. Комарову – примерно 50%,

- рассмотренные результаты продувки плоских решеток указывают на то, что от КПД осевых ступеней не следует ожидать значений, превосходящих 90 – 92,5% .

Последний вывод заслуживает внимания. В книге [21] приводятся данные по максимальному КПД осевых ступеней на уровне 0,88 – 0,90. С другой стороны, модельные ступени, данные по которым приведены в [8], показали КПД до 95%. При испытании промышленных ОК отечественных заводов КПД достигает 89 - 91%. С учетом потерь во входном и выходном патрубках это указывает на КПД группы ступеней на уровне 92 – 94%. Кафедра КВХТ разработала компьютерные программы для расчета ОК на основании результатов испытания плоских решеток. Анализ показал, что при использовании формул А. Комарова, рассчитанный КПД двух десятков отечественных ОК в общем соответствует результатам испытаний.

#### 6.4. РАСЧЕТ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ ПО ВЫСОТЕ ЛОПАТОК

**Принципы организации пространственного течения.** Изменение формы лопаток вдоль радиуса должно обеспечивать наиболее эффективную работу ступени. Т.е. на каждом радиусе потери напора должны быть минимальными, а характер взаимодействия газа с лопатками на каждом радиусе не должен вызывать дополнительных потерь в потоке в целом. Последний тезис поясняется ниже.

Рассматриваемый классический подход к профилированию ступени ОК оперирует понятием невязкого потока. Это достаточно корректное приближение к действительной картине течения, так как на расчетном режиме в ступени ОК должны отсутствовать развитые зоны отрыва, и вязкость проявляется в сравнительно узких пограничных слоях на поверхностях лопаток, ротора и корпуса.

В невязком ядре поток является потенциальным, безвихревым — газовые частицы движутся без вращения вокруг своего центра тяжести. Это одновременно означает, что полная механическая энергия газовых частиц одинакова. Как известно, полная механическая энергия есть сумма потенциальной энергии давления и кинетической энергии движения. В потенциальном потоке полное (заторможенное) давление во всем рассматриваемом объеме одинаково:  $p^* = \text{const}$ .

Взаимодействие лопаток РК с потенциальным потоком на входе приводит к повышению полного давления:  $p_2^* = p_1^* + \rho h_T$ . Допустим, к потенциальному потоку на входе в РК  $p_1^*(r) = \text{const}$  подводится переменный по высоте лопаток теоретический напор  $h_T(r) = \text{var}$ . Такой подход на первый взгляд кажется логичным, потому что на периферии лопаток окружная скорость больше, и там проще подвести большую механическую работу. Однако в этом случае на выходе из РК потенциальность течения нарушается, механическая энергия газа по высоте лопаток разная:  $p_2^*(r) = \text{var}$ . В выходном устройстве и в обслуживаемой компрессором сети механическая энергия газовых частиц выровняется за счет трения между частицами, движущимися с разной скоростью. Процесс выравнивания создаст дополнительные потери напора.

Поэтому общепринятым принципом построения пространственного потока является **постоянство теоретического напора по высоте лопаток РК:**

$$h_T = f(r) = \text{const} . \quad (6.4.1)$$

В основе организации пространственного обтекания лопаток лежит анализ радиального равновесия под действием сил инерции и градиента давления. Для получения аналитических зависимостей рассмотрим задачу в упрощенной постановке, применительно к гомогенной ступени. Так как внутри межлопаточных каналов аэродинамическая нагрузка лопаток



воздействует на поток, усложняя картину течения, по традиции рассматривается условие равновесия потока не внутри межлопаточных каналов, а в зазорах между лопаточными венцами, т.е. в сечениях «1», «2», «3», разграничивающих лопаточные элементы ступени. Применение этой упрощенной схемы дает результаты в целом правильно отражающие суть пространственного течения.

При движении по цилиндрическим поверхностям (рассматривается гомогенная ступень) центробежная сила от вращения вокруг оси  $z$  со скоростью  $c_u$  уравнивается градиентом давления в направлении радиуса:

$$\rho \frac{c_u^2}{r} = \frac{\partial p}{\partial r}. \quad (6.4.2)$$

При любом способе организации пространственного течения статическое давление больше на периферии, т.е. растет от втулки к корпусу — рис. 6.4.1:

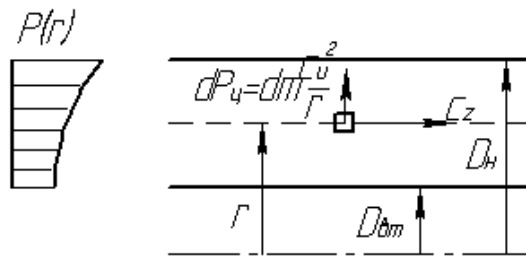


Рис. 6.4.1. Распределение статического давления в осевом компрессоре от втулки к периферии

Имея в виду, что принцип постоянства теоретического напора по высоте лопаток равнозначен условию  $p^* = p + \rho \frac{c^2}{2} = f(r) = \text{const}$ , получаем неизбежность уменьшения абсолютной скорости потока  $c$  по высоте лопаток.

Введем в условие равновесия (6.4.2) вторую составляющую скорости  $c_z$ , исходя из того, что  $p = p^* - 0,5\rho(c_u^2 + c_z^2)$ , Тогда условие равновесия можно записать в виде:

$$\rho \frac{c_u^2}{r} = \frac{\partial p^*}{\partial r} - \rho c_u \frac{\partial c_u}{\partial r} - \rho c_z \frac{\partial c_z}{\partial r}. \quad (6.4.3 \text{ а})$$

Так как для обеспечения потенциальности принято  $\frac{\partial p^*}{\partial r} = 0$ , то условие радиального равновесия выполняется при следующем соотношении между компонентами абсолютной скорости:

$$\frac{c_u}{r} + \frac{\partial c_u}{\partial r} + \frac{\partial c_z}{\partial r} = 0. \quad (6.4.3 \text{ б})$$

Уравнение (6.4.3 б) показывает, что в гомогенной ступени при условии  $h_T = f(r) = \text{const}$  характер изменения скоростей по радиусу не может быть произвольным. Проектировщик может задаться, например, характером изменения расходной составляющей скорости  $c_z = f(r)$ , и получить из уравнения равновесия соответствующий закон  $c_u = f(r)$ , или наоборот.

Рассмотренный ниже пространственный поток с постоянной циркуляцией получается при выборе  $c_z = f(r) = \text{const}$ . В противоположность этому поток с постоянной реактивностью базируется на выборе закона  $c_u = f(r)$  и получении соответствующей зависимости  $c_z = f(r)$ .

**Пространственный поток с постоянной циркуляцией.** Условие постоянства расходной скорости по высоте лопатки представляется простым и логичным. Действительно, такое построение потока и соответствующая форма лопаток находят достаточно широкое применение.

Если принять условие  $c_z = f(r) = \text{const}$ , то из уравнения равновесия следует, что  $\frac{c_u}{r} + \frac{\partial c_u}{\partial r} = 0$ , т.е.  $\partial(c_u r) = 0$ , или:

$$c_u r = \text{const} \text{ при } c_z(r) = \text{const}. \quad (6.4.4)$$

При такой организации пространственного течения на всех радиусах по высоте лопатки выполняется условие постоянства циркуляции скорости  $c_u$  по контуру окружности радиуса  $r$ , которая равна  $\Gamma = 2\pi r c_u = f(r) = \text{const}$ .

При построении треугольников скоростей на разных радиусах по высоте лопаток будем иметь в виду одинаковый во всех случаях характер изменения окружной скорости  $u = \omega r$  и только что рассмотренные зависимости  $c_z = f(r) = \text{const}$  и  $c_u r = f(r) = \text{const}$ .

У ступени с реактивностью  $\Omega = 1,0$  треугольники скоростей на разных радиусах показаны на рис. 6.4.2.

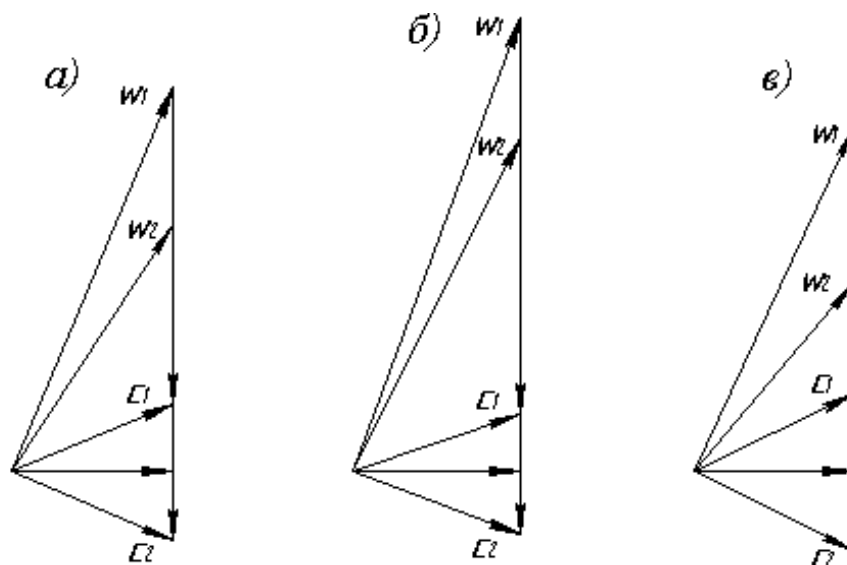


Рис. 6.4.2. Треугольники скоростей на разных радиусах у ступени с  $\Omega = 1,0$ :

а —  $r_p$ ; б —  $r_n$ ; в —  $r_{em}$

Из рисунков видно, что степень реактивности по высоте постоянная. В направляющем аппарате происходит только отклонение потока, но не его замедление. Иными словами, у этой ступени пространственный поток с  $c_u r = \text{const}$  одновременно является потоком с  $\Omega = f(r) = 1 = \text{const}$ .

Треугольники скоростей демонстрируют характерные проблемы, связанные с обтеканием лопаток на радиусах, отличных от расчетного. На периферии растет относительная скорость потока на входе в РК, что связано с ростом окружной скорости. Одновременное уменьшение отрицательной закрутки  $c_{u1} < 0$  немного замедляет рост  $w_1$  на периферии. Положительным результатом является уменьшение угла поворота потока, так как при условии  $h_T(r) = \psi_T(r) u^2 = \text{const}$  коэффициент напора уменьшается с ростом радиуса

$$\psi_T(r) = \psi_{Tp} \left( \frac{u_p}{u} \right)^2 = \psi_{Tp} \left( \frac{r_p}{r} \right)^2.$$

У втулки наибольшие проблемы связаны с ростом углов поворота потока, как в РК, так и в НА. Это следствие необходимости обеспечить возрастающий коэффициент напора. Скорости в направляющем аппарате в любом случае небольшие по сравнению со скоростями в РК, поэтому ограничение по числу Маха определяется относительной скоростью на периферии  $w_{1n}$ .

У ступени с реактивностью  $\Omega_p = 0,50$  треугольники скоростей на разных радиусах изображены на рис. 6.4.3. На периферии скорости в РК стали значительно больше, чем в НА, и степень реактивности возросла по сравнению со средним радиусом. Если на расчетном радиусе лопаточные решетки РК и НА были одинаковыми, то на периферии угол установки

лопаток РК уменьшился, у НА — увеличился. Рост окружной скорости и уменьшение положительной закрутки ведет к быстрому увеличению скорости на входе в РК.

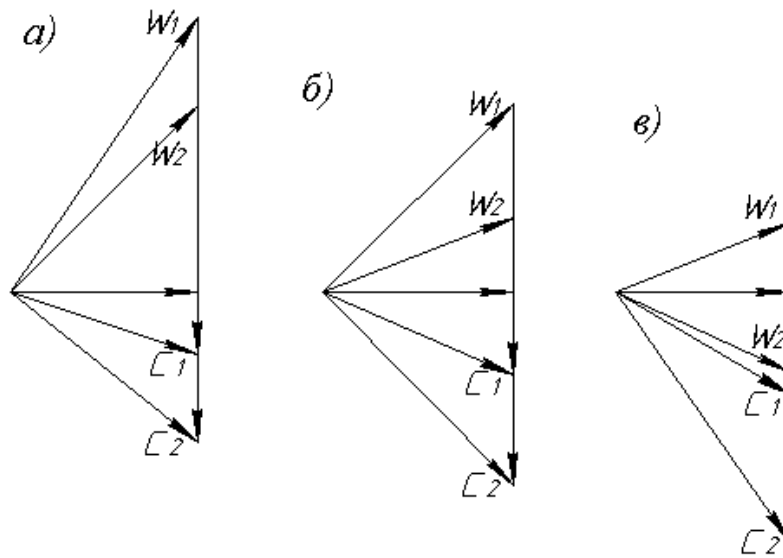


Рис. 6.4.3. Треугольники скоростей ступени с реактивностью 0,5 и пространственным потоком  $c_u r = \text{const}$ : а —  $r_n$ ; б —  $r_p$ ; в —  $r_{от}$

У втулки ситуация меняется на противоположную. Реактивность становится меньше 0,5. Большая часть приращения давления происходит в направляющем аппарате. Опасным может быть слишком большой угол поворота потока в РК и в НА. В некоторых случаях (обычно при малых втулочных отношениях) скорость выхода потока из РК  $w_2$  повернется в сторону вращения РК, то есть угол выхода потока  $\beta_2$  станет больше  $90^\circ$  (рис. 6.4.3 в). Это обычно считается неприемлемым, и по газодинамическим соображениям, и по тому, как должны выглядеть соответствующие лопатки РК. Ограничение по числу Маха определяется относительной скоростью на периферии  $w_{1n}$ , которая меньше, чем у ступеней с большей реактивностью из-за положительной закрутки потока на входе.

**Пространственный поток с постоянной степенью реактивности  $\Omega = 0,50$ .** Из рис. 6.4.3 следует, что при пространственном потоке с постоянной циркуляцией ступень с реактивностью 0,50 на среднем радиусе частично утрачивает преимущества. Реактивность на других радиусах не равна 0,50. Построение пространственного потока с реактивностью  $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$  возможно (напомним, что у ступени с  $\Omega = 1,0$  реактивность остается постоянной по высоте лопаток и при  $c_u r = \text{const}$ ).

Из формулы для степени реактивности  $\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = 0,5$  вытекает:

$$\frac{c_{u2} + c_{u1}}{2} = 0,5u. \quad (6.4.5)$$

То есть, среднеарифметическое значение закрутки на входе и выходе из РК должно подчиняться закону,  $c_{ucp} = \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2} = 0,5u = 0,5\omega r$ , или:

$$\frac{c_{ucp}}{r} = \text{const}. \quad (6.4.6)$$

В ступени с постоянной по радиусу степенью реактивности  $\Omega = 0,50$  средняя закрутка потока увеличивается пропорционально радиусу. Теперь для построения пространственного потока следует найти соответствующий закон изменения расходной составляющей скорости. Характер изменения средней скорости  $c_{zcp} \approx \frac{c_{z1} + c_{z2}}{2} = f(r)$  определяется следующим образом.

Из рассмотренного ранее уравнения равновесия (6.4.3б):

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{c_u^2 + c_z^2}{2} \right) + \frac{c_u^2}{r} = 0 \quad \text{при } c_{ucp} = 0,5u : \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{0,25\omega^2 r^2 + c_z^2}{2} \right) + \frac{0,25\omega^2 r^2}{r} = 0$$

,  $0,5\omega^2 r + \frac{\partial c_z^2}{\partial r} + 0,5\omega^2 r = 0$ ,  $\partial c_z^2 = -\omega^2 r dr$ . Интегрируя это соотношение в пределах  $r - r_p$ , получим соотношение  $c_z^2 = c_{zp}^2 - \frac{1}{2}(u^2 - u_p^2)$ , откуда:

$$\frac{c_{zcp}}{c_{zp}} = \sqrt{1 + \frac{1 - (r/r_p)^2}{2\phi_p}}. \quad (6.4.7)$$

Обратим внимание на то, что при условии потенциальности течения  $p^* = p + \rho \frac{c^2}{2} = f(r) = \text{const}$  и при росте статического давления по радиусу абсолютная скорость уменьшается при любом способе организации пространственного потока:

– при течении с постоянной циркуляцией абсолютная скорость уменьшается за счет окружной составляющей ( $c_u = c_{up} \frac{r_p}{r}$ );

– при рассматриваемой схеме абсолютная скорость уменьшается по радиусу за счет изменения расходной составляющей. При этом уменьшение  $c_z$  происходит быстро, так как окружная составляющая по радиусу растет.

Треугольники скоростей пространственного потока на разных радиусах при  $\Omega = f(r) = 0,50$  принято анализировать, при условии  $c_{z2} = c_{z1} = c_{zm}$ , которое фактически имеет место только на расчетном радиусе.

Для получения зависимостей  $c_{u1} = f(r)$  и  $c_{u2} = f(r)$  воспользуемся

законом изменения коэффициента напора  $\psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = \psi_{Tp} \left( \frac{r_p}{r} \right)^2$  и связью окружных составляющих со степенью реактивности:

$$\bar{c}_{u1} + \bar{c}_{u2} = 2(1 - \Omega), \quad (6.4.8)$$

$$\bar{c}_{u2} = 1 - \Omega + 0,5\psi_T. \quad (6.4.9)$$

На рис. 6.4.4 сопоставлены треугольники скоростей, рассчитанные таким образом. Абсолютные и относительные скорости уменьшаются по радиусу. Поэтому более высокие значения чисел Маха имеют место у втулки. Следуя форме треугольников скоростей, углы установки и углы изогнутости лопаток уменьшаются по радиусу. В целом изменение параметров по высоте лопаток более благоприятное, чем при реактивности 0,5 и пространственном потоке с постоянной циркуляцией (рис. 6.4.3).

Рассмотренный способ проектирования широко применяется. Однако при малых втулочных отношениях могут быть проблемы с уменьшением расходной скорости на периферии — она даже может стать отрицательной. Большие углы поворота у втулки вызывают проблемы с обеспечением фактора диффузорности. Замедление на задней поверхности лопаток превосходит допустимые пределы даже с учетом уменьшения относительного шага.

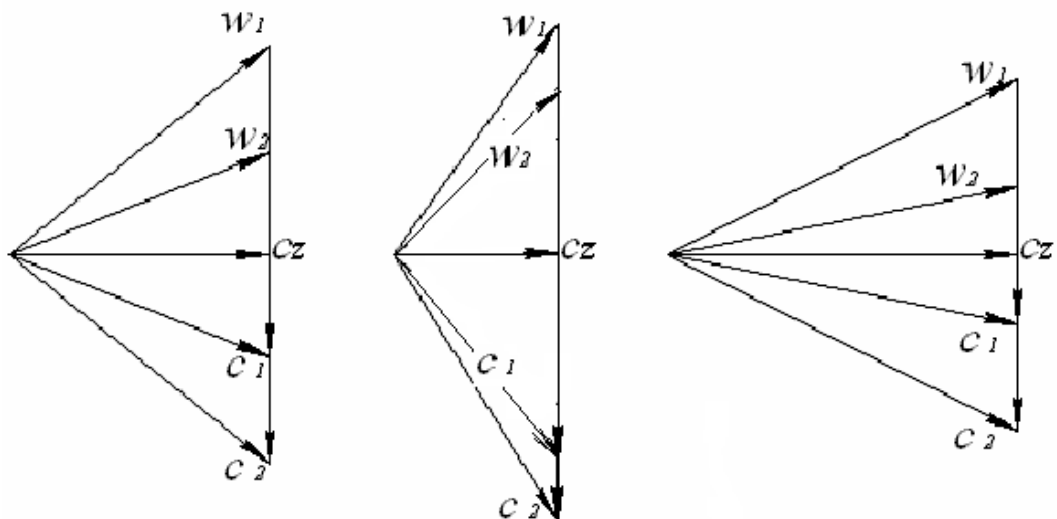


Рис. 6.4.4. Треугольники скоростей на разных радиусах у ступени с  $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$  при равенстве расходных составляющих  $c_{z1}$  и  $c_{z2}$  на всех радиусах: а —  $r_p$ ; б —  $r_n$ ; в —  $r_{см}$

При прочих равных условиях у ступени с  $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$  следует ожидать наименьших местных чисел Маха. То есть, такой способ профилирования обычно наиболее пригоден для дозвуковых ступеней, максимально форсированных по окружной скорости. В целом же выбор между тем или иным способом построения пространственного потока нужно делать сопоставлением разных вариантов исполнения ступени на заданные параметры.

**Обобщенный закон построения пространственного потока.** Выше рассмотрены законы построения потока при  $c_u r = \text{const}$  и  $c_u/r = \text{const}$ , т.е. при  $c_u r^1 = \text{const}$  и при  $c_u r^{-1} = \text{const}$ . Возможно построение пространственного потока при любом значении показателя степени  $c_u r^m = \text{const}$  с показателем степени  $m = +1, 0 \dots -1, 0$ . Каждому значению  $m$  соответствует свой закон изменения  $c_{u1}, c_{z1} = f(r)$  и  $c_{u2}, c_{z2} = f(r)$ . То есть, при всех способах организации пространственного потока, кроме  $c_z = f(r) = \text{const}$ , расходные скорости в гомогенной ступени одинаковы в контрольных сечениях только на среднем радиусе. Зависимости  $c_{z1} = f(r)$  и  $c_{z2} = f(r)$  при разных показателях  $m$  и степени реактивности на среднем радиусе представлены в монографии [21]. Для примера ниже показаны формулы, по которым можно проводить расчеты при произвольно выбранном  $m \leq 1, 0$ , кроме  $m = -1$  и  $m = 0$  (для этих случаев применяются другие формулы):

$$\frac{c_{z1}}{c_{zp}} = \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \left( \frac{1-\Omega_p}{\varphi_p} \right)^2 (1-\bar{r}^{-2m}) - \frac{m-1}{m+1} \frac{\Psi_{Tp}}{\varphi_p^2} (1-\Omega_p)(1-\bar{r}^{1-m})},$$

$$\frac{c_{z2}}{c_{zp}} = \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \left( \frac{1-\Omega_p}{\varphi_p} \right)^2 (1-\bar{r}^{-2m}) + \frac{m-1}{m+1} \frac{\Psi_{Tp}}{\varphi_p^2} (1-\Omega_p)(1-\bar{r}^{1-m})}. \quad (6.4.10)$$

Следует сказать, что при  $m < 1, 0$  неравенство скоростей  $c_{z2} \neq c_{z1}$  на всех радиусах, кроме расчетного, значительно влияет на треугольники скоростей и параметры потока. Для примера на рис. 6.4.5 приведены треугольники скоростей гомогенной ступени с  $\Omega_p = 0,50$ ,  $\varphi_p = 0,70$ , и втулочным

отношением 0,525 при построении пространственного потока с  $m = -1,0$ . Фактор диффузорности на расчетном радиусе принят равным  $F_{Dp} = 0,45$  у РК и НА. Расчеты выполнены по программе ОДОС-ГП04 [20]. Обратим внимание на то, что на периферии необходимый коэффициент напора достигается при повороте потока всего на  $1^\circ$  — практически только за счет замедления потока. Правда, это замедление велико и соответствующий фактор диффузорности выходит за рекомендованные пределы. Неравенство расходных составляющих скорости приводит к изменению реактивности по радиусу, хотя формально реактивность считается постоянной.

На рисунке 6.4.3 были показаны треугольники скоростей той же ступени при построении пространственного потока с  $m = 1,0$ . Скорость  $w_1$  на периферии в этом случае больше, но замедление не выходит за принятые пределы. Зато у втулки получается очень большой угол поворота потока в РК и угол выхода потока из РК значительно больше  $90^\circ$ . Для турбинных ступеней это обычно, но компрессорщики стараются избегать столь сильного воздействия на поток и соответствующих сложных пространственных форм лопаток. Напомним, что компрессорные лопатки имеют очень малую толщину в сравнении с турбинными лопатками.

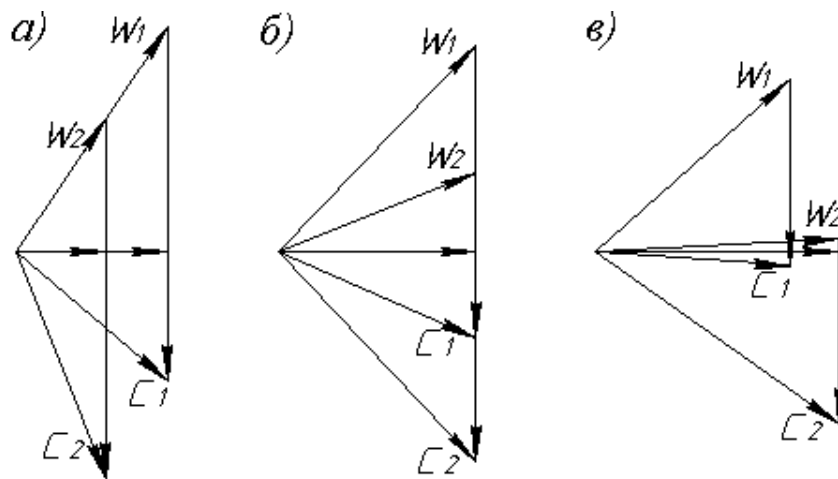


Рис. 6.4.5. Треугольники скоростей ступени с реактивностью 0,5 и пространственным потоком  $\frac{c_u}{r} = \text{const}$  с учетом неравенства  $c_{z1} \neq c_{z2}$ :  
а) —  $r_H$ ; б) —  $r_P$ ; в) —  $r_{BT}$

Следует признать, что выбор закона построения пространственного потока (фактически — профилирования лопаток по высоте) требует анализа противоположных тенденций. Для получения наилучшего решения возможно принятие переменной величины показателя степени, т.е.  $m = f(r) = \text{var}$ . Компьютерные программы, используемые в учебном процессе кафедры КВХТ [20], позволяют сравнить кинематику потока, местные числа Маха и



профильные потери при выбранном проектировщиком произвольном законе  $m = f(r) = \text{var}$ .

## 6.5. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

**Наружный диаметр первой ступени. Параметры проектирования.** При проектировании многоступенчатого ОК в первую очередь выбираются параметры и определяются размеры первой ступени. На входе в первую ступень газ имеет минимальную температуру (в проточной части газ нагревается при подводе к нему механической энергии). Поэтому здесь имеют место максимальные значения чисел Маха. Именно на первой ступени следует выбирать окружную скорость с оглядкой на недопустимость превышения значений  $M_{кр}$ .

Только на первой ступени можно выбрать коэффициент расхода на расчетном радиусе  $\varphi_{p\text{ расч}} = \frac{c_z}{u}$ . Далее по проточной части  $c_z$  и  $u$  будут меняться в связи с изменением плотности газа и выбранной меридиональной формой проточной части.

Выбранное на первой ступени втулочное отношение  $v_1 = D_{вн1} / D_{н1}$  так же во взаимосвязи с уменьшением проходных сечений на последующих ступенях будет увеличиваться.

Параметрами проектирования первой ступени, которые проектировщик может выбрать для получения тех или иных свойств ступени (наибольшего КПД, наименьших размеров, предельно допустимых механических нагрузок, и т.д.) являются:

– окружная скорость  $u_n$  на периферии лопаток;

– втулочное отношение  $v = \frac{D_{вн}}{D_n}$ ;

– коэффициент расхода на расчетном радиусе  $\varphi_{p\text{ расч}} = \frac{c_z}{u}$ .

– степень реактивности  $\Omega = 1 - 0,5(\bar{c}_{u2} + \bar{c}_{u1})$ ;

– способ построения пространственного потока  $\bar{c}_u r^m = \text{const}$ ;

– относительный шаг на расчетном радиусе  $\bar{t} = \frac{t}{B}$ ;

– удлинение лопаток  $\bar{l} = \frac{l}{B}$ ,

Параметров  $\varphi_{p\text{ расч}}$  и  $\Omega$  достаточно для определения коэффициента теоретического напора расчета  $\psi_T^*$  по диаграмме номинальных режимов с

последующим расчетом и профилированием лопаточных аппаратов ступени по изложенной выше методике с опорой на соответствующие эмпирические формулы Хауэлла в ч. 4.

Альтернативой может быть выбор фактора диффузорности  $F_D = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}}$  для расчета коэффициента напора по формуле (6.3.9). Выбор рекомендованного для расчетного режима значения  $F_D = 0,45$  позволяет рассчитать профильные потери по формуле (6.3.10). Потери на ограничивающих поверхностях и вторичные потери могут быть рассчитаны по приведенным ч. 4 формулам Хауэлла (4.20.8) и (4.20.9).

Наиболее полную информацию по методике профилирования ступеней представляют формулы А. Комарова (6.3.11 – 6.3.18). Они позволяют решить задачу расчета треугольников скоростей, профилирования лопаточных аппаратов и расчета ожидаемых характеристик ступени.

Профилирование ступени удобно делать в безразмерном виде. Единственная необходимая размерная величина – это наружный диаметр лопаток  $D_n$ . Этот диаметр должен соответствовать заданному массовому расходу компрессора:

$$\bar{m} = \rho_1 f_1 c_{z1} = \rho_1 \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{вт}^2) c_{z1} = \rho_1 D_n^2 (1 - v) u \varphi, \quad (6.5.1)$$

Плотность газа на входе в ступень  $\rho_1$  определяется термодинамическим расчетом входного патрубка, в котором происходит падение полного давления и понижение плотности газа из-за роста скорости. В сечении «1» перед рабочим колесом отношение плотностей по статическим и полным

параметрам равно  $\frac{\rho}{\rho^*} = \frac{pRT^*}{p^*RT}$  так как  $T = T^* - \frac{c^2}{2c_p}$ , или

$\frac{T}{T_1^*} = 1 - \frac{c_1^2}{2 \frac{k}{k-1} RT_1^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2$ , то плотность газа на входе в РК предстанет

функцией скоростного коэффициента:

$$\frac{\rho_1}{\rho_1^*} = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (6.5.2)$$

где скоростной коэффициент можно представить в виде:

$$\lambda_1 = \frac{c_z u}{a_{кр} u} = \varphi \lambda_u, \quad \text{при} \quad \lambda_u = \frac{u_n}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*}}$$

Известно, что вблизи значений  $\lambda \approx 1$  плотность тока  $\rho w$  меняется мало. То есть, увеличивать  $\lambda_1$  за пределы  $0,80 \div 0,85$  в любом случае не следует, так как большие значения не ведут к заметному уменьшению размеров входа в РК, но повышают числа Маха в проточной части. Это следует иметь в виду при выборе коэффициента расхода при больших окружных скоростях. Для определения наружного диаметра ступени проектировщику следует выбрать втулочное отношение, коэффициент расхода и окружную скорость.

**Пример численного анализа.** Параметры проектирования оказывают влияние на размеры и эффективность ступени, находясь в сложном взаимодействии. Для лучшего понимания качественных соображений по их выбору, ниже представлен численный анализ влияния основных параметров проектирования на КПД, отношение давлений и размеры ступени. Анализ направлен на демонстрацию предельных возможностей дозвуковых ступеней ОК.

По методикам, представленным в [20], выполнен расчетный анализ предельных значений условного числа Маха  $M_{u_{кр}} = \frac{u_n}{\sqrt{kRT_n^*}}$ , при которых на

профилях лопаток РК или НА достигается скорость звука. Величина местной максимальной скорости определялась с помощью фактора диффузорности на 20-ти радиусах между  $r_n$  и  $r_{вт}$  по очевидному соотношению  $w_{max} / w_1 = \frac{w_2 / w_1}{1 - F_D}$ .

Величина коэффициента скорости считалась критической, при  $M_{w_{max}} = 1,0$  на любом из радиусов в РК или в НА (во всех рассмотренных случаях критическим оказалось периферийное сечение лопаток рабочего колеса).

Объектом расчетного анализа были ступени с реактивностью  $\Omega = 0,50$  при двух видах построения пространственного потока:  $c_u r = const$  и  $c_u / r = const$ . Расчеты проведены при трех значениях втулочного отношения  $v = 0,50, 0,60, 0,70$  в диапазоне коэффициентов расхода на наружном радиусе  $\varphi_{n_{расч}} = 0,35 - 0,80$ . Для ступеней с пространственным потоком  $c_u / r = const$  предельно малые значения коэффициента расхода приводили к отрицательным расходным скоростям на наружном диаметре  $c_{zn}$ , поэтому для них исследованный диапазон  $\varphi_{n_{расч}}$  более узкий. Основные расчеты сделаны при рекомендованных значениях относительного шага  $t/B = 1,0$  и факторе диффузорности  $F_D = 0,45$ . Профильные потери рассчитывались по формуле С. Либляйна (6.3.10), потери на ограничивающих поверхностях и вторичные – по формулам Хауэлла (4.20.8) и (4.20.9). Большое удлинение лопаток  $l/B = 4,0$  принято по примеру одного из форсированных отечественных осевых компрессоров промышленного назначения. По опыту балансировки рассчитанных КПД с данными испытаний ряда отечественных

ОК, и с учетом отечественных экспериментов с плоскими решетками, более оптимистично оценивающими их эффективность, все потери уменьшены на 35%.

На рис. 6.5.1 сопоставлены достижимые отношения давлений ступеней на границе с трансзвуковым потоком.

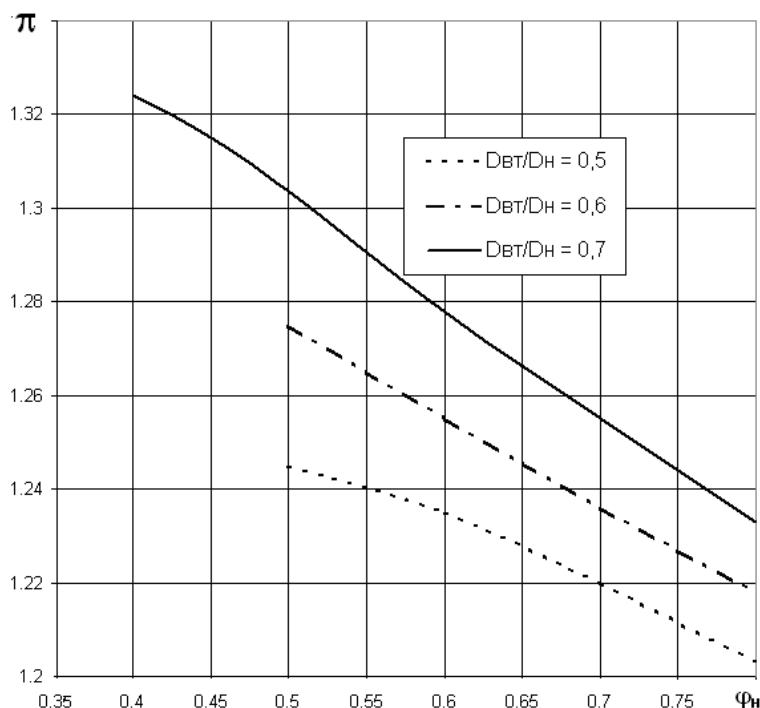


Рис. 6.5.1. Отношение давлений ступеней в зависимости от коэффициента расхода и втулочного отношения.

Вверху – пространственный поток  $c_u r = const$ , внизу  $c_u / r = const$

Достижимые отношения давлений невелики и увеличиваются в зависимости от:

- увеличения втулочного отношения. Это влияние очевидно, так как расчетный радиус приближается к наружному радиусу, а именно напор на расчетном радиусе определяет работу, сообщаемую газу, которая постоянна по высоте лопаток,
- уменьшения коэффициента расхода. При прочих равных условиях коэффициент напора снижается при уменьшении коэффициента расхода. Но меньший уровень скоростей позволяет увеличить окружную скорость, при которой на лопатках достигается скорость звука. Предельные значения  $M_{укр}$  для анализируемых ступеней демонстрирует рис. 6.5.2,
- более высокие отношения давлений за счет более высоких предельных чисел Маха имеют ступени с пространственным потоком  $c_u / r = const$  за счет меньшей относительной скорости на периферии РК, как это и следует из треугольников скоростей.

Большая абсолютная величина КПД ступеней (рис. 6.5.3) связана, в частности, с большим удлинением лопаток ( $l/B=4,0$ ). При прочих равных условиях большее втулочное отношение способствует повышению КПД. При этом по высоте лопаток меньше меняются параметры потока, которые наиболее благоприятны на расчетном радиусе.

Парадоксально, но более равномерный по высоте лопаток относительный поток  $w_1 = f(r)$  при  $c_u/r = const$  не ведет к более высокому КПД. Преимущество ступеней с  $c_u r = const$  при большом втулочном отношении всего  $\sim 0,25\%$ , но растет с уменьшением диаметра втулки. Понижение КПД у ступеней с  $c_u/r = const$  связано с уменьшением расходной скорости  $c_{zn}$  на периферии длинных лопаток, соответствующим уменьшением угла установки профилей и т.д. Этот результат не следует считать окончательным, но обращающим внимание на необходимость тщательной оптимизации лопаточных аппаратов.

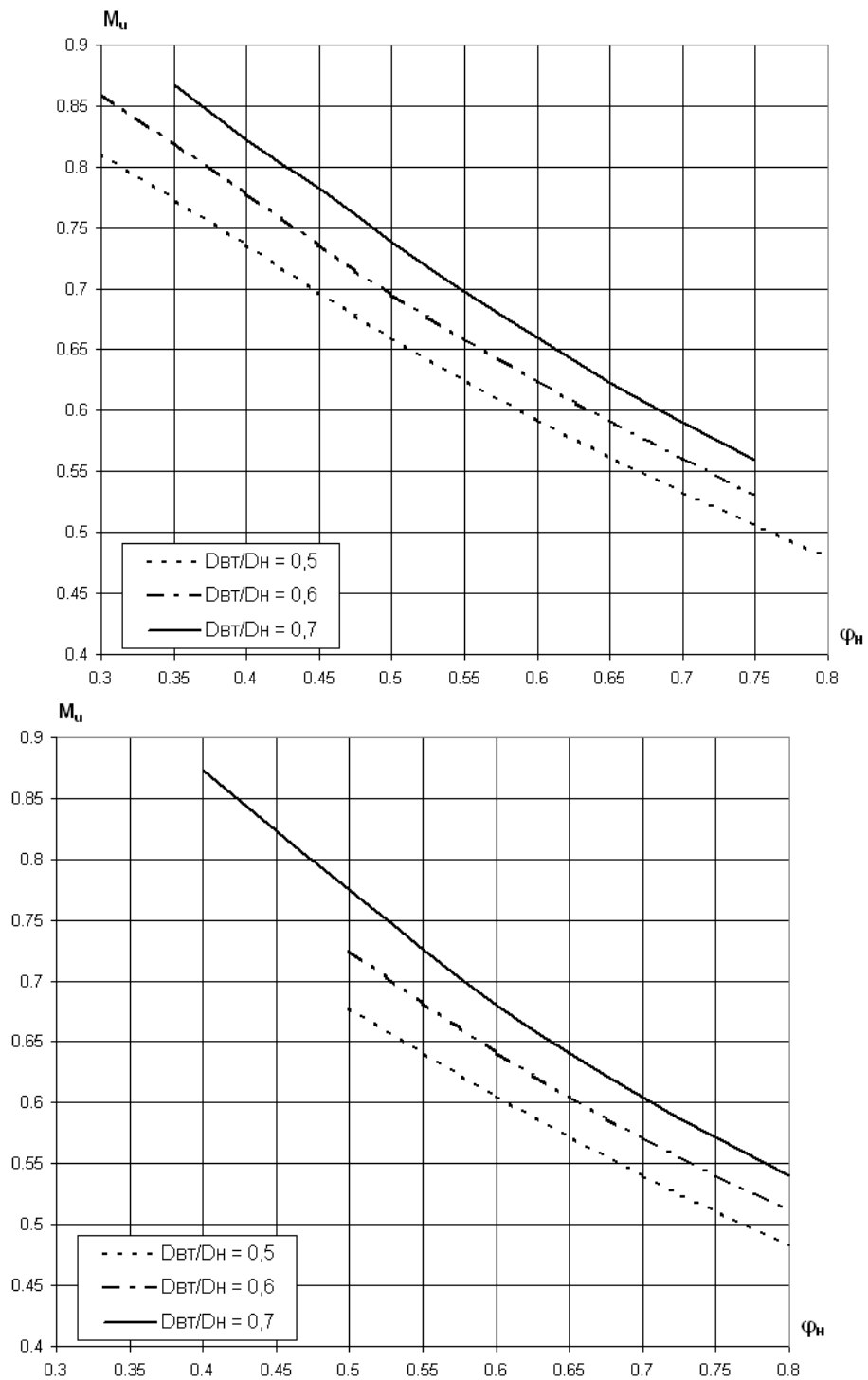


Рис. 6.5.2. Предельно допустимое условное число Маха для ступеней в зависимости от коэффициента расхода и втулочного отношения.

Вверху – пространственный поток  $c_u r = const$ , внизу  $c_u / r = const$

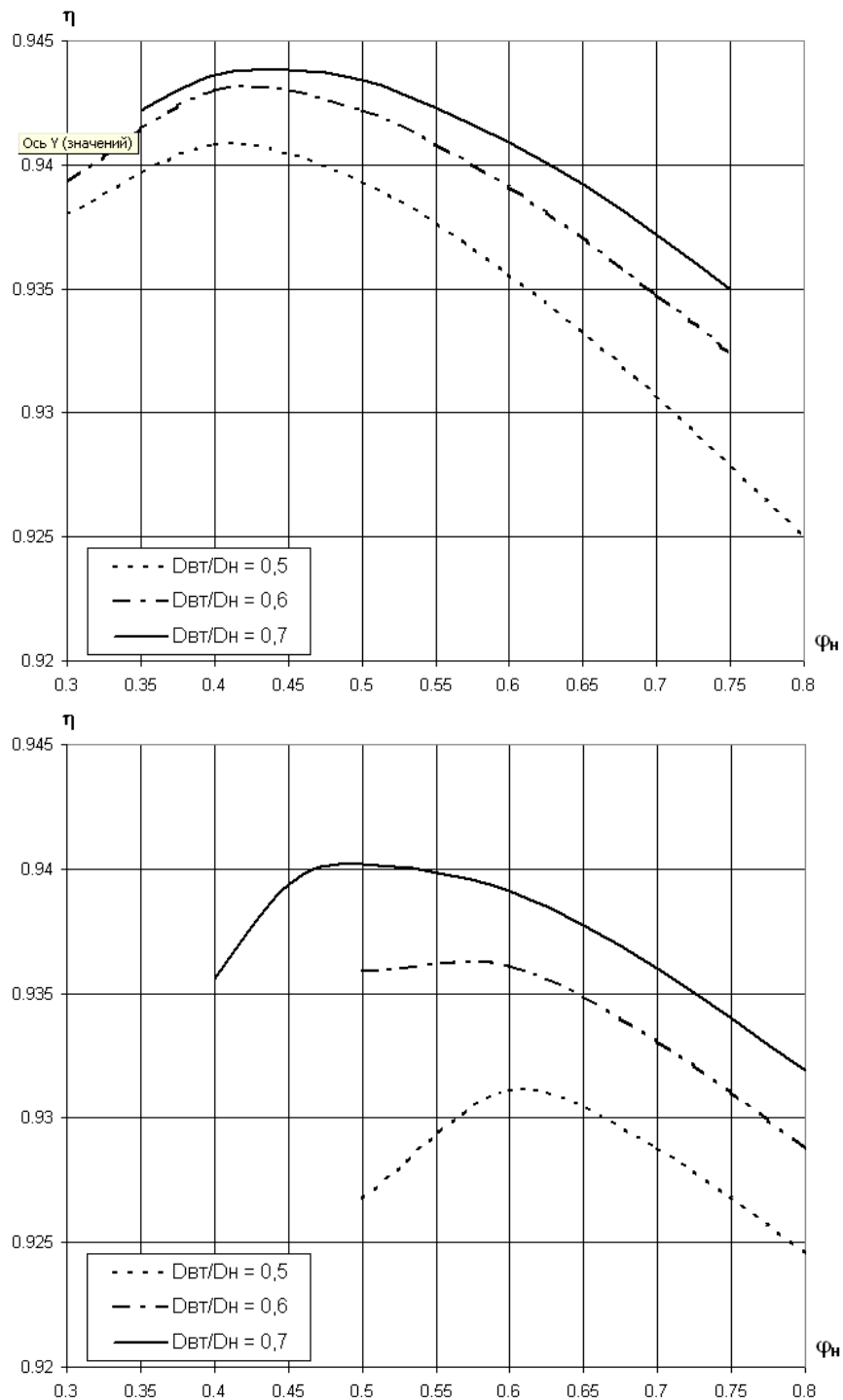


Рис. 6.5.3. Коэффициент полезного действия ступеней в зависимости от коэффициента расхода и втулочного отношения.

Вверху – пространственный поток  $c_u r = const$ , внизу  $c_u / r = const$

Оптимальные значения коэффициента расхода  $\phi_n$  меньше при пространственном потоке с постоянной циркуляцией. При пространственном потоке с постоянной реактивностью малые значения  $\phi_n$  не эффективны, или невозможны из-за сильного снижения расходной скорости на периферии лопаток.

Невысокий уровень критических чисел  $M_u$  у исследованных ступеней связан с тем, что при расчете лопаточных аппаратов использовано рекомендованное С. Либляйном значение фактора диффузорности  $F_D = 0,45$ . При замедлении потока на периферии РК  $\dot{w} = w_2/w_1 \sim 0,75$  максимальная местная скорость больше скорости на входе  $w_{\max}/w_1 = \dot{w}/(1-F_D) = 1,36$ , что и ограничивает допустимую окружную скорость. Можно полагать, что рекомендованная С. Либляйном оптимальная величина  $F_D = 0,45$  подходит для лопаточных решеток, предназначенных для работы при малых числах  $M_u$ . Для исследования влияния фактора диффузорности при предельно больших значениях  $M_u = M_{u\text{кр}}$  была рассчитана серия ступеней с втулочным отношением  $v = 0,65$ , коэффициентом расхода  $\varphi_n = 0,45$  и пространственным потоком  $c_u/r = \text{const}$  (остальные параметры, как у рассмотренной выше серии ступеней). Результаты расчета представлены на рис. 6.5.4.

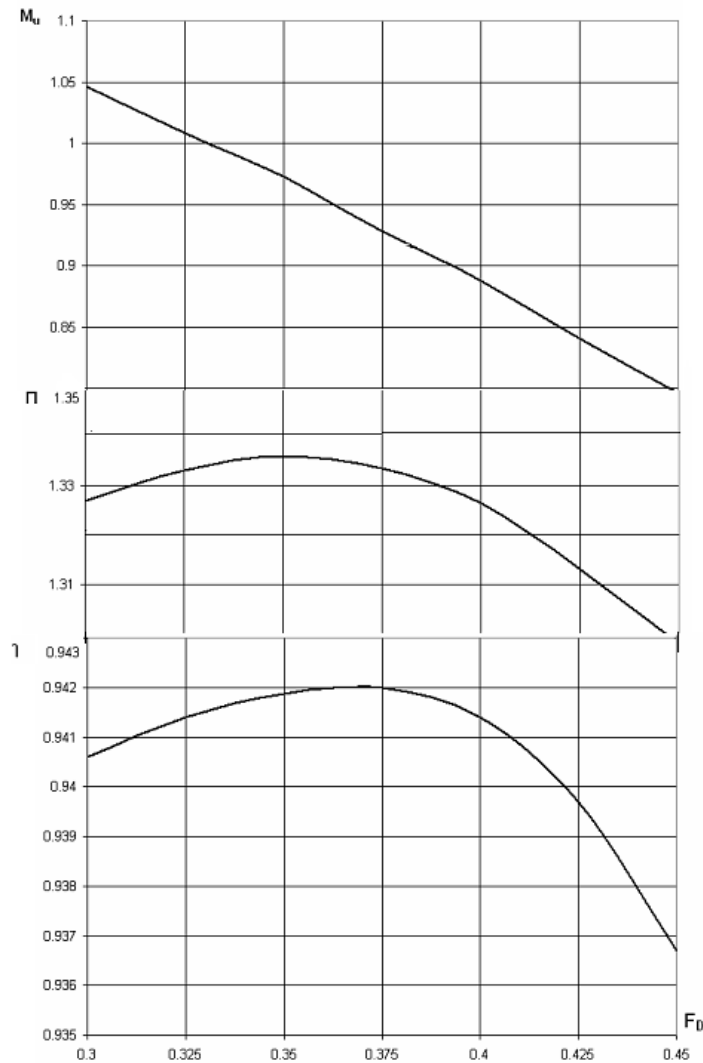


Рис. 6.5.4. Рис. 6.5.4. Предельно допустимое условное число Маха (вверху), отношение давлений (в середине) и КПД (внизу) в зависимости от фактора диффузорности



Предельное значение  $M_u$  при уменьшении  $F_D$  от 0,45 до 0,30 возрастает от 0,8 до 1,05. Хотя при уменьшении фактора диффузорности коэффициент напора снижается, за счет роста  $M_u$  ступень с  $F_D = 0,35$  обеспечивает значительно большее отношение давлений, чем при  $F_D = 0,45$ . Отметим, что у известных отечественных промышленных ОК нагрузка ступеней соответствует фактору диффузорности меньше 0,45. Благодаря этому некоторые из них работают при достаточно высоких окружных скоростях. Показательно, что уменьшение нагрузки привело к повышению КПД ступеней. Его максимум находится вблизи значения  $F_D$ , при котором ступень развивает наибольшее отношение давлений.

Рассмотренные параметры проектирования существенно влияют на размеры проточной части. На рис. 6.5.5 диаметры РК ступеней с разными втулочными отношениями и коэффициентами расхода сопоставлены с диаметром РК ступени с  $F_D = 0,375$ , представленной на рис. 6.5.4. Менее нагруженная ступень имеет меньший наружный диаметр при сопоставимых диаметре втулки и коэффициенте расхода – за счет более высокой допустимой окружной скорости.

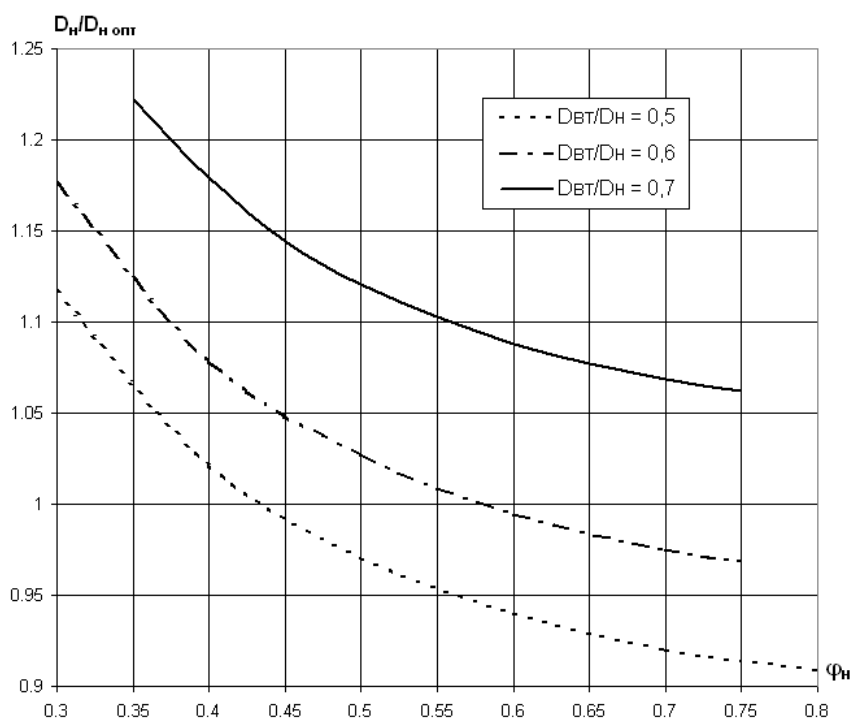


Рис. 6.5.5. Влияние коэффициента расхода и втулочного отношения на наружный диаметр РК

### Рекомендуемые значения параметров первой ступени осевого компрессора.

**Окружная скорость.** При выборе окружной скорости следует принимать в расчет аэродинамические и прочностные соображения. Чем больше окружная скорость, тем компактнее, легче и менее материалоемок компрессор. Однако при повышении окружной скорости механические нагрузки возрастают пропорционально ее квадрату. При приближении к  $M_{кр}$  снижается максимальный КПД и зона работы ОК.

Обычно механическая прочность лопаточных аппаратов не ограничивает окружные скорости дозвуковых ступеней, так как у сверхзвуковых ступеней она может превышать значения 400 – 500 м/с, а критические числа  $M$  достигаются при значительно меньших  $u_n$ . В некоторых случаях окружная скорость ограничена конструктивно. Например, энергетические ГТД не могут иметь скорость вращения более 3000 об/мин (при частоте переменного тока 50 Гц). Если выбрать для ОК такой газовой турбины окружную скорость  $u_n = 300$  м/с, то наружный диаметр ступени  $D_n = \frac{60u_n}{\pi n} \approx 1,9$  м. Такой диаметр мог бы иметь осевой компрессор ГТД очень большой мощности — 200–250 МВт. У ГТД меньшей мощности приходится вынужденно идти на меньшую окружную скорость, определяемую рациональным наружным диаметром ОК.

При свободном выборе скорости вращения ОК решающими являются газодинамические соображения. Требования надежности, срока службы, стоимости изготовления лопаток РК также должны приниматься во внимание. В любом случае следует избегать выбора окружной скорости на границе, где местные скорости достигают скорости звука. Приведенные на рис. 6.5.2 данные могут служить ориентировкой. Использование расчетов по компьютерным программам (например, программа ДОК-ГП-09 кафедры КВХТ) решают проблему для каждого конкретного случая. Для каждого конкретного задания на проектирование следует провести варианты расчеты, в том числе и для определения  $u_{нкр}$ . Для дозвуковых ОК, работающих на атмосферном воздухе, при выборе наиболее «махоустойчивых» параметров ступени предельная окружная скорость  $u_{нкр}$  не превышает 320÷340 м/с.

Для аэродинамического расчета на расчетном радиусе следует оперировать соответствующей окружной скоростью:

$$u_p = u_n / \left( \frac{r_n}{r_p} \right), \quad (6.5.4)$$

Отношение наружного радиуса к расчетному радиусу определяется выбором последнего. При среднеарифметическом и среднеквадратичном радиусах эти отношения равны соответственно:

$$\frac{r_n}{r_p} = \frac{2}{1+v}, \quad \frac{r_n}{r_p} = \sqrt{\frac{2}{1+v^2}}. \quad (6.5.5)$$

Если при определении наружного диаметра ступени проектировщиком был выбран коэффициент расхода на наружном диаметре  $\varphi_{n\text{ расч}} = c_{z\text{ ср.р}}/u_n$ , то соответствующий ему коэффициент расхода на расчетном диаметре равен

$$\varphi_{p\text{ расч}} = \varphi_{n\text{ расч}} \frac{r_n}{r_p}. \quad (6.5.6)$$

**Втулочное отношение.** При выбранной расходной скорости наружный диаметр ступени  $D_n$  тем меньше, чем меньше втулочное отношение  $v = \frac{D_{\text{вт}}}{D_n}$ .

Стремление минимизировать размеры ОК, а, стало быть, и его вес, понятно применительно ко всем типам машин, и особенно если речь идет об ОК газотурбинных двигателей летательных аппаратов. В любом случае следует иметь виду, что диаметр втулки первой ступени должен быть достаточен для размещения замков лопаток рабочего колеса. Диаметр втулки не следует делать меньше диаметра подшипникового узла, на который опирается ротор.

Однако главные соображения связаны с влиянием втулочного отношения на рабочий процесс ступени. Чем меньше втулочное отношение при выбранной окружной скорости, тем больше относительная скорость на входе в РК на наружном диаметре и углы поворота потока скорости потока у корня лопаток. Это ограничивает предельную окружную скорость, при которой течение остается дозвуковым. Напор ступени уменьшается из-за уменьшения окружной скорости на расчетном радиусе.

Соответствующие тенденции демонстрируют данные расчетов на рис. 6.5.1 – 6.5.3. По мнению западных экспертов [14] сейчас наблюдается тенденция перехода на большие втулочные отношения, чем было принято несколько десятилетий назад даже у осевых компрессоров авиационных ГТД — пример приведен на рис. 6.5.6. То есть, отдается предпочтение более высокому КПД и напору ступеней. Одновременно есть возможность уменьшить наружный диаметр за счет более высокой окружной скорости без опасения превзойти критические числа Маха.

В любом случае, при  $\nu < 0,50$  трудно, практически нельзя обеспечить хорошее обтекание лопаток у втулки и периферии. К тому же уменьшение втулочного отношения  $\nu < 0,50$  сравнительно слабо влияет на радиальные размеры. Скажем, если сравнивать варианты с одинаковым проходным сечением, то наружный диаметр  $D_n$  при приемлемом втулочном отношении  $\nu = 0,50$  больше всего на 2%, чем при проблемном значении  $\nu = 0,45$ .

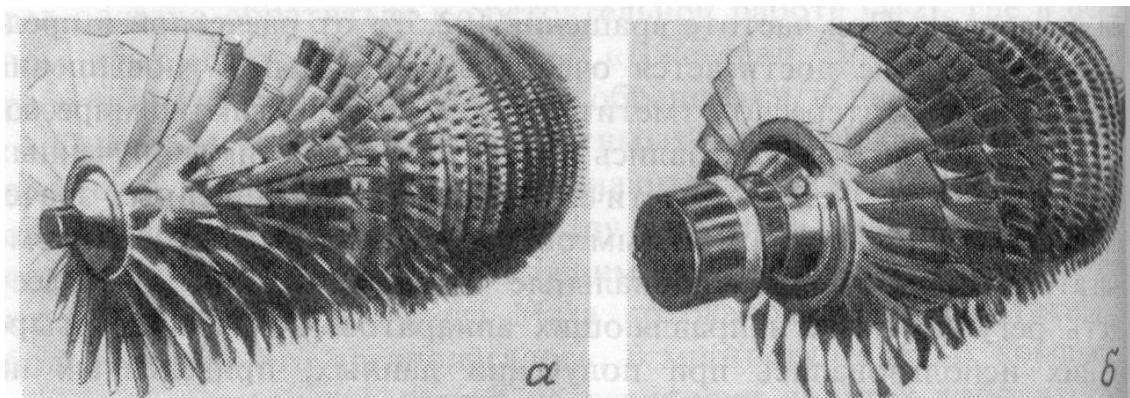


Рис. 6.5.6. Сравнение роторов компрессоров:  
 а — компрессор двигателя конца 1950 гг с  $\pi = 12,5$  (17 ступеней);  
 б — компрессор двигателя начала 1980 гг с  $\pi = 22$  (10 ступеней)

**Коэффициент расхода.** Выбор больших значений расчетного коэффициента расхода не только способствует уменьшению размеров проточной части, но и обеспечивает больший коэффициент напора. Однако при прочих равных условиях скорости в проточной части тем больше, чем больше коэффициент расхода. Это уменьшает  $M_{икр}$ , т.е. окружную скорость, при которой местные скорости в ступени не превышают скорость звука. Влияние на КПД происходит в соответствии с соотношением  $\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\psi_T} \left( \frac{w_1}{u} \right)^2$ . Большим значениям  $\varphi$  соответствуют больший коэффициент напора и меньший коэффициент потерь, но более высокие скорости.

Примеры на рис. 6.5.1. и далее достаточно информативны. При постоянной по высоте лопаток расходной скорости  $c_z$  максимум КПД соответствует достаточно широкому диапазону  $\varphi_n = 0,4 - 0,5$  при большом втулочном отношении  $\nu = 0,70$ . Уменьшение втулочного отношения смещает оптимум в сторону  $\varphi_n = 0,40$ . Это объясняется тем, что коэффициент расхода на расчетном радиусе растет с уменьшением втулочного отношения, а неравномерность потока по высоте возрастает. Негативное влияние последнего обстоятельства проявляется меньше при меньшей в среднем кинетической энергии потока.

При пространственном потоке  $c_u/r = const$  малые значения  $\varphi_n$  приводят к недопустимо малой величине расходной скорости на периферии лопаток. Для ступеней с таким пространственным профилированием, расчеты для проверки треугольников скоростей по высоте лопаток особенно необходимы. Считается, что верхний предел коэффициента расхода  $\varphi_{n\text{ расч}} \approx 0,70$ , а нижний может быть вдвое меньше – в зависимости от предпочтительности тех или иных свойств ступени.

**Выбор степени реактивности.** Выбор рассматриваемых ниже параметров касается всех ступеней ОК, включая первую.

Для первых ступеней дозвуковых ОК, форсированных по окружной скорости, оптимальным выбором является реактивность  $\Omega = 0,50$ . При конструктивно ограниченной окружной скорости применение ступеней с  $\Omega > 0,50$  позволит уменьшить число ступеней, так как при прочих равных условиях ступени с большей реактивностью имеют более высокий коэффициент напора. Это вытекает как из диаграммы номинальных режимов Хауэлла, так и из расчетов лопаточных решеток с оптимальным фактором диффузорности [20].

В многоступенчатых компрессорах могут применяться ступени с разной реактивностью. Например, после первых ступеней с реактивностью 0,50 могут быть установлены ступени с большей реактивностью для получения больших коэффициентов напора и уменьшения числа ступеней. Так как после первых ступеней температура газа повышена, числа  $M$  в проточной части уменьшаются от входа к выходу. Поэтому применение ступеней с  $\Omega > 0,50$  не вызовет превышения критических значений чисел Маха. Согласование ступеней с разной реактивностью в пределах одной проточной части требует применения специальных приемов.

**Выбор способа построения пространственного потока  $c_u r^m = const$ .** Особенности пространственного потока с постоянной циркуляцией  $c_u r^m = const$ ,  $m = +1,0$  и с постоянной реактивностью, равной 0,50, т.е.  $\frac{c_u}{r} = const$ ,  $m = -1,0$  рассмотрены выше. Первый способ вполне эффективен при умеренных  $\lambda_u$  и больших втулочных отношениях. Второй может дать лучшие результаты в ступенях с  $\lambda_u$ , приближающихся к критическим. Примеры расчетного анализа на частных примерах (рис. 6.5.1 и далее) показывают возможные проблемы с применением такого профилирования при малых коэффициентах расхода. Обнаруженная расчетами тенденция понижения КПД при пространственном потоке с переменной осевой скоростью по радиусу нуждается в проверке, но заслуживает внимания.

### Выбор относительного шага лопаток РК на расчетном радиусе

$\bar{t} = \frac{t}{B}$ . Чем меньше относительный шаг решетки, тем больший коэффициент напора может быть получен на номинальном (расчетном) режиме ступени в соответствии с диаграммой Хауэлла, и по расчетам с оптимальным значением фактора диффузорности тоже. Схема лопаточной решетки с большим и малым относительным шагом показана на рис. 6.5.6.

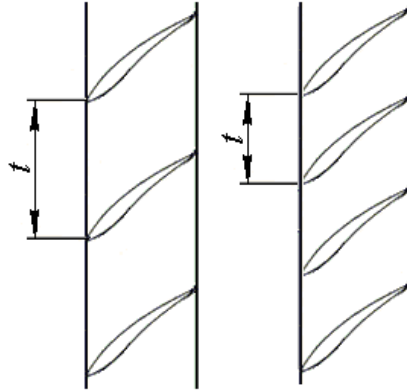


Рис. 6.5.6. Схема лопаточной решетки с большим и малым относительным шагом

Понятно, что при малом относительном шаге больше потери трения. При этом, в соответствии с эмпирической формулой С. Либляйна (6.3.10), возрастает коэффициент профильных потерь. Известная зависимость потери КПД от коэффициентов потерь и теоретического напора  $\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\Psi_T} \bar{w}_1^2$  и их зависимость от относительного шага позволяет оптимизировать лопаточную решетку по величине  $\bar{t}$  численно, для ступени с конкретными параметрами. В качестве общей рекомендации на основании опыта проектирования считается целесообразным принимать для первых и последних ступеней ОК относительный шаг  $\bar{t}_p = 1,0$ . У промежуточных ступеней густота лопаточных решеток может быть большей. Относительный шаг может быть уменьшен до  $\bar{t}_p = 0,70$ . Основанием для такой рекомендации служит следующее.

Лопаточные решетки с большим относительным шагом меньше отклоняют поток на расчетном режиме и менее чувствительны к высоким числам  $M$ . Это важно для первых ступеней. У этих же ступеней самое маленькое втулочное отношение с неблагоприятным обтеканием корневых и периферийных сечений лопаток. Уменьшение нагрузки лопаток на расчетном радиусе уменьшает нагрузку в проблемных сечениях.

КПД концевых ступеней может быть пониженным из-за малой высоты лопаток. При этом могут возрасти потери в радиальном зазоре и потери на ограничивающих поверхностях. При изменении массового расхода объемный расход на последних ступенях меняется наиболее сильно. Поэтому

концевые ступени должны иметь наиболее широкие характеристики. Ступени с большим относительным шагом имеют более широкие характеристики. Принятие большого относительного шага снижает долю напора, подводимого концевыми ступенями с пониженным КПД. Это повышает КПД компрессора в целом. Промежуточные ступени наименее проблемные. От них можно ожидать наибольшего КПД. Здесь коэффициенты напора следует повысить, для чего можно применить лопаточные аппараты с уменьшенным относительным шагом до  $\bar{t}_p = 0,70$ .

Более густые лопаточные решетки считаются неэффективными. В ряде конкретных случаев можно применять редкие лопаточные решетки с относительным шагом более 1,0.

**Выбор удлинения лопаток**  $\bar{l} = \frac{l}{B}$ . Длина лопаток  $l = r_{\text{н}} - r_{\text{вт}}$  определяется размерами проточной части, поэтому выбор того или иного удлинения равнозначен выбору размера хорды:

$$B = \frac{r_{\text{н}} - r_{\text{вт}}}{l/B}. \quad (6.5.7)$$

Понятно, что выбор большого удлинения лопаток сокращает осевую протяженность проточной части группы из  $i$  ступеней, равной  $L_{\text{пч}} = \sum_1^i (B \times \sin \beta_b + B_z)_{\text{РК}} + (B \times \sin \alpha_b + B_z)_{\text{НА}}$ . ( $\beta_b, \alpha_b$  - углы установки лопаток РК и НА,  $B_z$  — осевой зазор между лопатками РК и НА).

Большое удлинение сокращает размеры, вес и материалоемкость компрессора. Одновременно уменьшается поверхность трения поверхностей корпуса и ротора, что должно способствовать повышению КПД. Однако прочность лопаток РК в поле центробежных сил (растяжение) и под воздействием аэродинамической нагрузки (изгиб) требует определенной величины момента сопротивления корневого сечения лопаток. Короткие лопатки прочнее, и частота их собственных колебаний выше. Поэтому выбор той или иной величины удлинения, т.е. хорды лопатки, обычно есть компромисс между конструктивными, прочностными и газодинамическими требованиями.

У известных дозвуковых компрессоров первые ступени имеют удлинения лопаток РК  $l/B = 2,5 \div 4,0$ . С ростом номера ступени абсолютную величину хорды уменьшают, но уменьшение высоты лопаток происходит быстрее. У концевых ступеней ОК со значительным отношением давлений удлинение снижается до  $l/B = 1,0 \div 1,5$ . В некоторых случаях ступени могут иметь  $l/B < 1,0$ , но это ведет к заметному снижению КПД из-за роста потерь на ограничивающих поверхностях.

Принятие малых  $l/B$  на последних ступенях вызывается желанием не слишком уменьшать абсолютную величину хорды лопаток и чрезмерно

увеличивать число лопаток. Число лопаток  $z$  с известной длиной  $l = r_{\text{н}} - r_{\text{вт}}$  определяется величиной относительного шага  $t/B$  и удлинения  $l/B$ . Например, при среднеарифметическом расчетном радиусе:

$$z = \frac{2\pi r_{\text{ср}}}{t} = \frac{\pi(r_{\text{н}} + r_{\text{вт}})}{\frac{t}{B} \frac{l}{B}} = \frac{\pi(r_{\text{н}} + r_{\text{вт}})}{\frac{t}{B}(r_{\text{н}} - r_{\text{вт}})} \frac{l}{B}. \quad (6.5.8)$$

Согласно данным Д.Стюарта [18] при  $\text{Re}_w = \frac{wB}{\mu} \rho < 2 \cdot 10^5$  продувка плоских решеток демонстрирует рост потерь и уменьшение отклоняющей способности из-за ламинаризации пограничного слоя, что увеличивает склонность к отрыву. В проточной части ТК поток сильно турбулизирован в результате взаимодействия с предшествующими элементами проточной части. Фактическое поведение потока соответствует числу Рейнольдса, большему, чем по стандартной формуле. Это несоответствие устраняется введением эмпирического коэффициента  $\Phi_T > 1,0$  — фактора турбулентности. Хорда лопаток не должна быть меньше величины, при которой течение в ступени станет ламинарным. Иными словами должно быть выполнено условие:  $\text{Re}_w \geq \Phi_T \frac{wB}{\mu} \rho$ .

Откуда:

$$B \geq 2 \cdot 10^5 \frac{\mu}{\Phi_T \rho w} \text{ (м)}. \quad (6.5.9)$$

По данным в [18] значение фактора турбулентности возрастает от первой к последующим ступеням и в соответствии с этим может изменяться в весьма широких пределах  $\Phi_T = 1,2 \div 2,5$ .

Итак, при выборе удлинения лопаток следует руководствоваться:

- стремлением к уменьшению осевой протяженности проточной части и снижению потерь на ограничивающих поверхностях;
- необходимостью обеспечить статическую и динамическую прочность лопаток;
- нежелательностью иметь слишком большое число лопаток с малыми абсолютными размерами;
- необходимостью гарантировать турбулентный режим течения по соотношению (6.5.9).

**Выбор нагрузки лопаток.** В соответствии с диаграммой номинальных режимов выбор коэффициента расхода, степени реактивности и относительного шага определяет величину коэффициента напора на номинальном (расчетном) режиме. Автор полагает предпочтительным использование рекомендации С. Либляйна по выбору фактора



диффузорности с последующим расчетом коэффициента напора по формуле (6.3.9). Такой подход более нагляден, позволяет рассчитать профильные потери, и дает информацию о максимальной скорости на профиле.

Последнее нужно для оценки допустимого условного числа Маха  $M_{икр}$ , при котором можно применять дозвуковые ступени. В соответствии с приведенными выше данными расчетного анализа, рекомендованное С. Либляйном значение  $F_{D\text{ расч}} = 0,45$  подходит для ступеней, работающих при низких числах  $M_u$ . Для ступеней, форсированных по окружной скорости, подходят значения  $F_{D\text{ расч}} \approx 0,35 - 0,375$ . В этом случае значение  $M_{икр}$  приближается к единице, что дает возможность получить максимальное отношение давлений и наименьшие размеры ступени, при достаточно высоком КПД.

## 6.6. ПОСТРОЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ЛОПАТОК

В процессе расчета пространственного потока получены треугольники скоростей на ряде радиусов по высоте лопаток. Достаточным считается получить треугольники скоростей на 20-ти радиусах. Эта информация достаточна для построения профилей лопаток на выбранных радиусах, а именно:

**Относительный шаг лопаточной решетки.** Абсолютный шаг увеличивается пропорционально радиусу, а относительный шаг зависит от принятого закона изменения хорды по радиусу:

$$\bar{t} = \frac{t}{B} = \frac{2\pi r}{zB}. \quad (6.6.1)$$

Для поддержания оптимальной густоты логично уменьшать хорду лопаток у корня, увеличивая ее на периферии. В некоторых случаях так делают, однако такое решение существенно затрудняет обеспечение статической и динамической прочности лопаток. У большинства известных ОК хорда по высоте лопаток не меняется, т.е. равна значению на расчетном радиусе.

**Входной и выходной угол лопатки.** При построении диаграммы номинальных режимов Хауэлла [18] использовались данные по лопаточным решеткам, номинальный угол атаки которых не выходил за пределы  $\pm 5^\circ$ . Практически пригодное решение:

$$i_1^* = 0, \quad \beta_{л1} = \beta_1^*. \quad (6.6.2)$$

Следует иметь в виду, что по данным А. Комарова - формула (6.3.16) – безударному обтеканию лопаток соответствуют отрицательные углы атаки –

5 ... - 7°. То есть, угол изогнутости средней линии рекомендуется значительно большим.

При определении выходного угла лопаток нужно учесть угол отставания, который можно рассчитать по формуле (6.3.6):

$$\beta_{л2} = \beta_2^* + \Delta\beta^* \quad (6.6.3)$$

**Форма средней линии профиля.** По мнению авторитетных специалистов, форма средней линии профилей у дозвуковых лопаточных решеток не оказывает существенного влияния на их аэродинамические свойства. Достаточно распространенным является формирование средней линии одной или двумя дугами окружности — рис. 6.6.1:

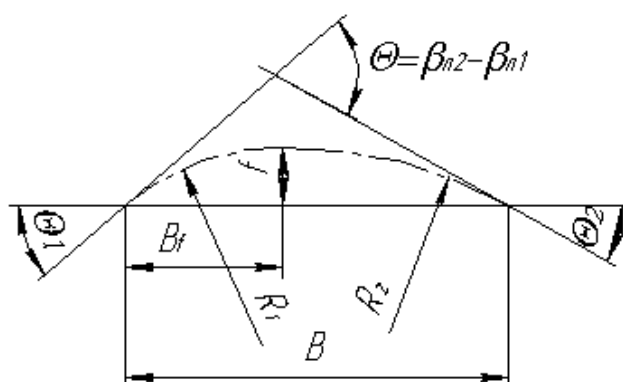


Рис. 6.6.1. Средняя линия профиля, образованная двумя дугами окружности

**Форма профилей.** Исходным является форма того или иного симметричного крылового профиля, отработанного и испытанного в аэродинамических трубах. На рис. 4.11.1 (раздел 4.11) сопоставлены три профиля, разработанные исходя из разных требований (более подробно — в [14]).

Профиль НАСА-65 разработан для крыльев самолетов, поэтому с целью уменьшения потерь трения его форма способствует максимальному затягиванию перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный. Цифра «5» в названии профиля означает, что пограничный слой остается ламинарным до половины хорды. Несмотря на то, в турбокомпрессорах существует начальная турбулентность и пограничный слой на лопатках практически целиком турбулентный, такие профили небезуспешно применяются в ОК.

Профиль С-4 имеет утолщенную переднюю кромку и нашел широкое применение в низкоскоростных ОК.

Поверхности профиля DCA образованы дугой окружности. Он симметричен относительно середины хорды, максимальная толщина соответствует  $0,5B$ . Такие профили применяют при трансзвуковых скоростях.

На рис. 4.11.1 относительная толщина профилей преувеличена для наглядности сопоставления их формы. На рис. 6.6.2 эти профили показаны с реальным соотношением размеров.

Для приближения к условию равнопрочности, толщина профилей уменьшается от корня лопатки к периферии. Средние значения:

- у корня до  $\bar{d}_{\max} = 0,10-0,12$ ;
- на среднем расчетном радиусе  $\bar{d}_{\max} \approx 0,050$ ;
- на периферии  $\bar{d}_{\max} \approx 0,025$ .

Опытные данные показывают, что выбор того или иного из известных крыловых профилей мало влияет на характеристики дозвуковых ступеней.

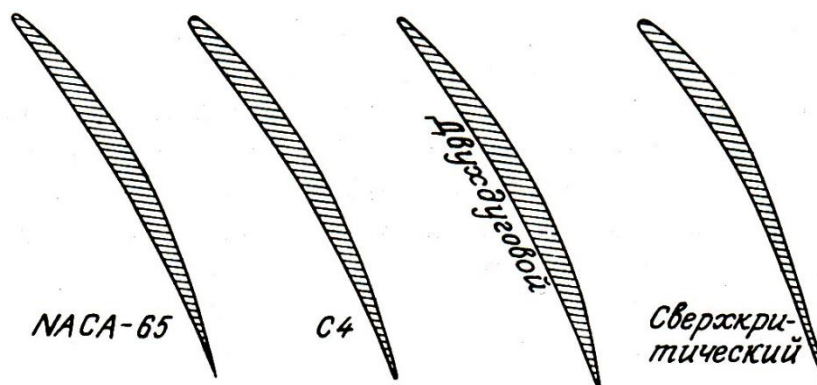


Рис. 6.6.2. Профили с одинаковым поворотом потока  $\Theta = 20,1^\circ$  [14]

### Совмещение профилей лопаток, рассчитанных на разных радиусах.

**Пространственная форма лопаток.** Для формирования лопатки профили на отдельных радиусах нужно совместить. Наиболее распространенный прием заключается в том, что центры тяжести сечений (профилей) нанизываются на прямую линию — ось лопатки. Ось лопатки может совпадать с радиусом, или чуть наклоняться в сторону, противоположную вращению ротора — рис. 6.6.3. Наклон оси лопатки компенсирует нагрузку лопатки аэродинамическими силами за счет центробежных сил. В результате изгибные напряжения можно существенно уменьшить.

Изложенное соответствует «классическому» подходу к проблеме, не учитывающему существенного отличия картины течения на поверхностях корпуса и ротора, которые ограничивают лопаточные решетки по высоте. Пространственные пограничные слои (иначе — наличие вторичных течений) существенно меняют величину и направление скоростей по сравнению с рассмотренными выше законами изменения  $c_z = f(r)$ ,  $c_u = f(r)$ , соответствующими той или иной схеме пространственного течения.

Сейчас исследователи и инженеры уделяют много внимания снижению потерь в пристеночных областях. «Подстройка» формы лопаток приводит к существенному изменению формы лопаток по сравнению с классической именно в этих областях — лопатки типа «end-bends». По данным из [14], это приводит к заметному улучшению характеристик ОК — рис. 6.6.4. Модифицировались лопатки всех ступеней. Частота вращения дана в процентах от номинальной величины. Сплошная линия — прямые лопатки; штриховая с крестиками — лопатки с подогнутыми концами.

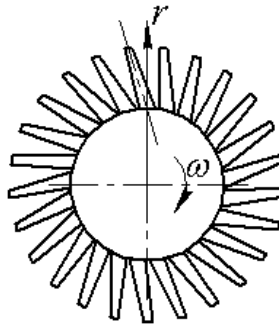


Рис. 6.6.3. Рабочее колесо с лопатками, ось которых отклонена от направления радиуса

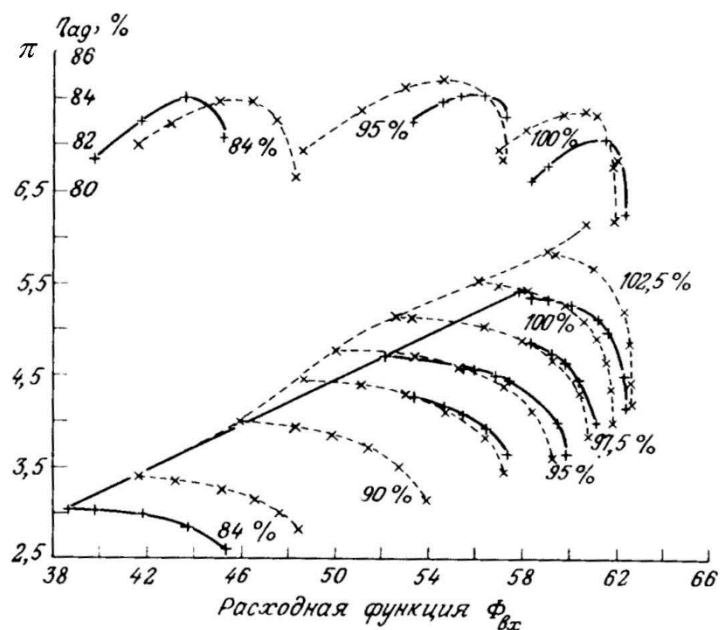


Рис. 6.6.4. Влияние модификации формы лопаток в пристеночных зонах (подогнутые концы) на характеристики шестиступенчатого компрессора

На рис. 6.6.5 показан современный турбовентиляторный двигатель. Обращает внимание форма лопаток рабочего колеса вентилятора. В данном случае превалируют соображения снижения шума — форма входных кромок в меридиональной плоскости приближается к форме стреловидных крыльев.

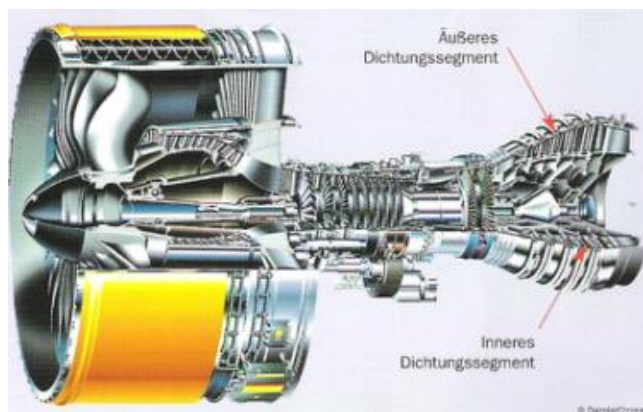


Рис. 6.6.5. Современный турбовентиляторный двигатель с лопатками вентилятора сложной формы. Соосные валы двигателя вращают осевые компрессоры низкого и высокого давления с разными скоростями

Так как лопатки НА не испытывают воздействия центробежных сил, их пространственная форма может выбираться без оглядки на соображения прочности. По данным исследователей ЦИАМ (Москва) изгиб проекции входной кромки лопаток на радиальную плоскость по дуге окружности в сторону поверхности разрезания уменьшает шум и потери напора.

## 6.7. ОКОНЧАТЕЛЬНЫЙ ЭТАП ПРОФИЛИРОВАНИЯ СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

В разделе 4.21 были рассмотрены причины, по которым движение газа в воображаемой гомогенной ступени, отражая главные закономерности, не полностью соответствует течению в реальных решетках. В качестве основы анализа и формирования метода профилирования выше была использована гомогенная ступень, в которой невязкий поток движется по цилиндрическим поверхностям. Необходимость уменьшения проходных сечений ПЧ с ростом номера ступени приводит к тому, что газ движется по коническим поверхностям. Одновременно практически всегда уменьшается расходная составляющая скорости. Искажение формы профилей, влияние кориолисовых сил, влияние вторичных течений, взаимное влияние лопаточных аппаратов не учитывается при продувках плоских решеток.

Влияние геометрических различий реальной и гомогенной ступеней, и часть более сложных проявлений вязкости, могут быть учтены при испытании кольцевых решеток в аэродинамических трубах. Кольцевая решетка — это копия реальной лопаточной решетки РК или НА.

Статическая продувка кольцевой решетки РК дает полезную, но не исчерпывающую информацию, так как не учитывается действие кориолисовых сил, достаточно заметных на конических поверхностях тока со значительными углами  $\gamma$ . Продувка кольцевых решеток НА дает более

корректную информацию, так как и в действительности это не вращающаяся решетка.

При статической продувке нельзя учесть взаимное влияние решеток РК и НА. Полностью достоверная характеристика ступени может быть получена испытаниями на стенде для модельных испытаний. Такие испытания проводятся как для отдельных ступеней в составе ВНА + РК + НА, так и для групп ступеней. При модельных испытаниях учитывается также роль взаимного влияния лопаточных аппаратов, которая у ОК может быть весьма важной. Т.к. осевые ступени сильно влияют друг на друга, в ответственных случаях надо испытывать группы ступеней, а лучше всю модель проточной части ОК в целом.

Из сказанного следует вывод, что рассмотренный метод профилирования на основании результатов продувки плоских решеток — это эффективный прием первичного проектирования. Полученная форма лопаточных аппаратов обязательно должна быть подвергнута расчетному анализу более высокого уровня, например, численному компьютерному расчету вязкого пространственного течения. По результатам расчетов проточная часть корректируется, обычно неоднократно.

Перед применением в проекте реального компрессора ступень с откорректированной проточной частью должна быть испытана на модельном стенде со снятием характеристик. В процессе испытания может потребоваться дополнительная корректировка формы лопаточных аппаратов. Затем проводятся окончательные испытания для получения семейства характеристик ступени при разной скорости вращения, т.е. при разных  $M_u$ . Эти данные используются при проектировании многоступенчатых ОК.

Разумеется, компрессорные предприятия и исследовательские центры имеют наборы заранее отработанных модельных ступеней, обычно достаточные для удовлетворения ТЗ на новые компрессора. Однако изменение параметров ОК по мере появления новых областей применения и развитие науки, позволяющее создавать более совершенные проточные части, требует постоянного пополнения и модернизации рядов модельных ступеней.

## **6.8. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ СТУПЕНЕЙ. ВЛИЯНИЕ КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ**

Характеристики ступеней принято представлять в безразмерном виде. После того, как испытали ступень и получили ее характеристики, надо представить их так, чтобы ими было удобно воспользоваться при проектировании компрессора (рис. 6.8.1):

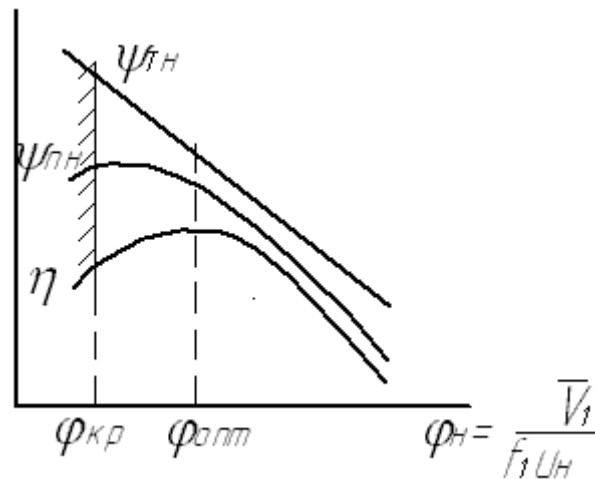


Рис. 6.8.1. Характеристики ступени в безразмерном виде

– характеристики представляются в зависимости от коэффициента

расхода  $\varphi_n = \frac{\bar{V}_1}{f_1 u_n}$ , где  $\frac{\bar{V}_1}{f_1} = c_{zcp} = \frac{\sum_{r_n} c_z \Delta r}{r_n^2 - r_{em}^2}$  — осредненная по высоте расходная составляющая скорости;

– характеристика политропного КПД в виде  $\eta = f(\varphi_n)$ ,  $k = idem$ ,  $M_u = idem$ ,  $Re_u = idem$  представляет однозначную информацию о потерях в проточной части. В силу большей простоты расчетов, что имело значение в до-компьютерные времена, в старой литературе используется адиабатный КПД. Впрочем, при небольшом отношении давлений разница между адиабатным и политропным КПД незначительна;

– напорная характеристика в виде:

$\psi_{pn} = \frac{h_p}{u_n^2} = f(\varphi_n)$ ,  $k = idem$ ,  $M_u = idem$ ,  $Re_u = idem$  представляет

необходимую информацию для расчета отношения давлений;

– характеристика теоретического напора  $\psi_{Tn} = \frac{h_T}{u_n^2} = \frac{\psi_{pn}}{\eta} f(\varphi_n)$ ,  $k = idem$ ,  $M_u = idem$ ,  $Re_u = idem$  не обязательна, так как политропный и теоретический напоры связаны через КПД.

В качестве примера по данным реальных модельных ступеней ниже приводятся характеристики из [8] — рис. 6.8.2 – 6.8.4. Отметим, что испытания проводились в середине прошлого столетия, когда ОК применялись практически исключительно в составе ГТД и, соответственно, работали на воздухе при атмосферных условиях. Поэтому указаны не критерии сжимаемости, а окружная скорость. Использован адиабатный КПД,

а адиабатный напор отнесен к  $\frac{u_H^2}{2}$ , т.е. он вдвое больше используемых ныне значений.

Обратим внимание на значительное влияние окружной скорости на КПД. Особенно оно заметно у ступени с реактивностью 100%, что объясняется повышенным уровнем скоростей потока на входе в РК. При указанной на графиках температуре воздуха 295 К скорость звука на входе в ступень равна 344 м/с. Соответственно, представленные на этих рисунках данные соответствуют диапазону значений  $M_u$  у ступеней:

- К-50-1 —  $M_u = 0,425 \div 0,812$ ;
- К-70-1 —  $M_u = 0,278 \div 0,697$ ;
- К-100-1 —  $M_u = 0,278 \div 0,778$ .

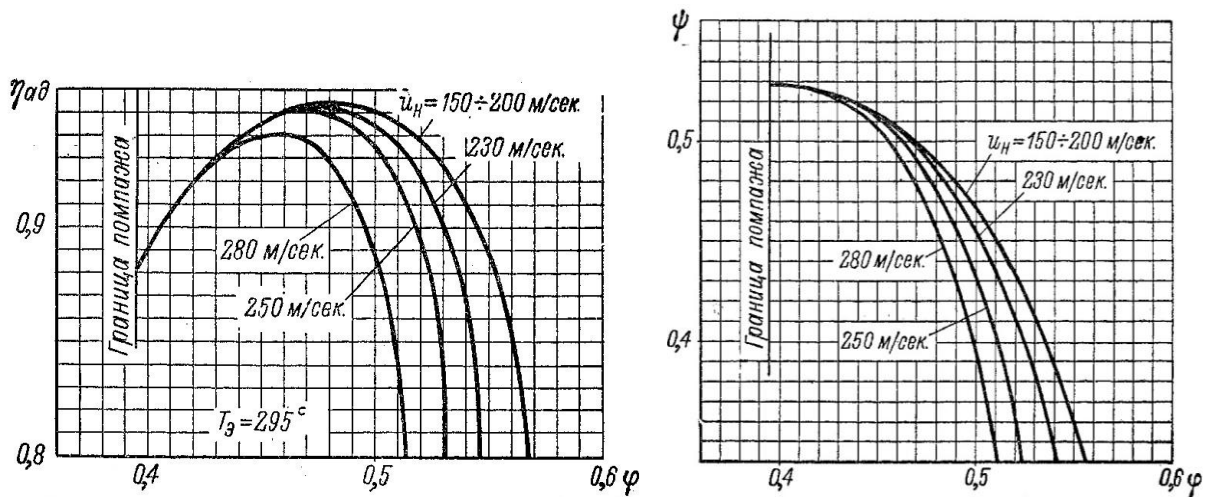


Рис. 6.8.2. Характеристики модельной ступени К-50-1:слева — КПД; справа — коэффициент напора  $\psi = 2\psi_p$

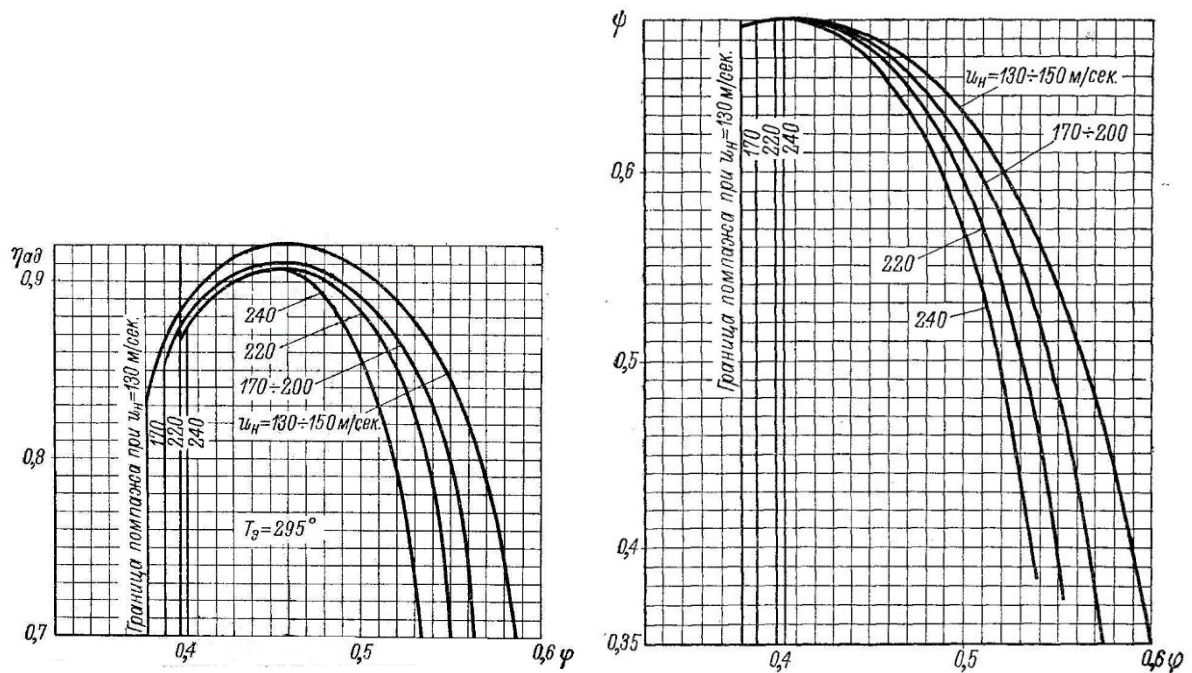




Рис. 6.8.3. Характеристики модельной ступени К-70-1: слева — КПД; справа — коэффициент напора  $\psi = 2\psi_p$

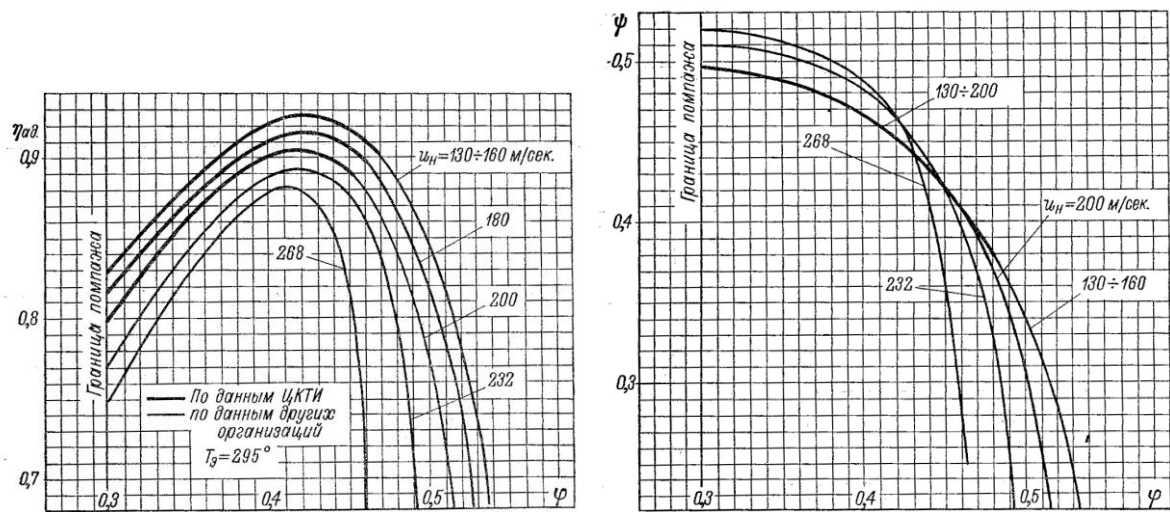


Рис. 6.8.4. Характеристики модельной ступени К-100-1: слева — КПД; справа — коэффициент напора  $\psi = 2\psi_p$

Уменьшение КПД ступеней с ростом реактивности от 0,50 до 1,0 составляет 2%. Это соответствует другим экспериментальным данным и данным расчетов. Абсолютный КПД всех ступеней (более 95% у ступени К-50-1, например) представляется несколько завышенным. В других источниках нет данных по КПД осевых ступеней, превосходящих 92÷93% (тоже очень высокий результат) — рис. 6.8.5. При этом КПД компрессоров в целом обычно не превосходит 90–91%.

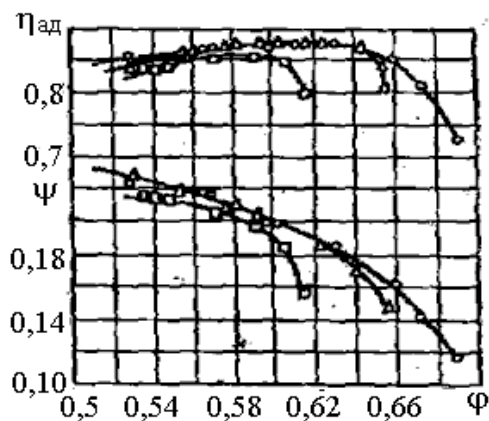


Рис. 6.8.5. Типичная характеристика осевой ступени транспортного компрессора [21]:  $\circ$  —  $u_n = 240$  м/с;  $\Delta$  —  $u_n = 270$  м/с;  $\square$  —  $u_n = 300$  м/с

«Запас по помпажу» у осевых ступеней небольшой. Отношение  $\varphi_{кр} / \varphi_{расч} \approx 0,80$  при малых  $M_{ин} < 0,70$ , и возрастает до  $0,85 \div 0,87$  при  $M_{ин} \approx 0,90$ . То есть, ступень ОК имеет возможность работать с расходом всего лишь на 20, а то и 15% меньше расчетного.

Максимальный коэффициент политропного напора зависит не только от типа ступени. Чем больше втулочное отношение, тем больше напорность ступени при заданной окружной скорости на периферии и тем больше коэффициент напора. Поэтому коэффициент политропного напора может быть от 0,20 у ступени с  $\Omega = 0,50$  при маленьком втулочном отношении, увеличиваясь до 0,4 у ступени с  $\Omega = 1,0$  при большом втулочном отношении (влияет также и расчетный коэффициент расхода).

При характеристиках для ступеней ОК малых отношениях давлений второй критерий сжимаемости — показатель изоэнтропы  $k$  — не оказывает заметного влияния.

Конкретные данные по влиянию критерия динамического подобия  $Re$  на характеристики осевых ступеней в количественном отношении достаточно противоречивы. Изложенные выше соображения по влиянию этого параметра с учетом данных по характеристикам плоских решеток считаются применимыми к ступеням и осевым компрессорам в целом.

## 6.9. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНЕЙ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Рассмотрим характеристику ступени компрессора, который работает в сети (рис. 6.9.1).

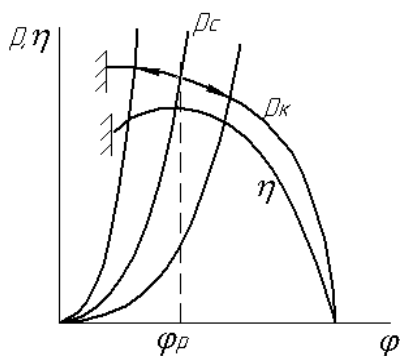


Рис. 6.9.1. Совмещенная характеристика компрессора и сети

Давление, развиваемое компрессором, равно давлению в обслуживаемой сети. Наиболее продолжительный, характерный для технологического процесса сети режим выбирается в качестве расчетного режима компрессора. Для экономии энергии нужно, чтобы этот режим совпадал с режимом максимального КПД. Это условие практически соответствует безударному обтеканию лопаток — рис. 6.9.2 а.

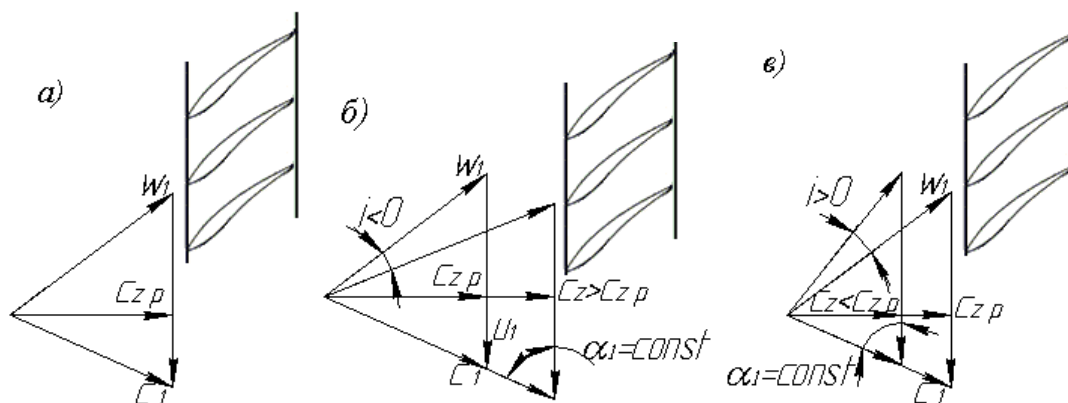


Рис. 6.9.2. Треугольники скоростей при различных режимах работы:

а —  $\Phi = \Phi_{расч}$ ; б —  $\Phi > \Phi_{расч}$ ; в —  $\Phi < \Phi_{расч}$

Технологические процессы в сетях, обслуживаемых компрессором, непостоянны во времени. Если по каким-либо причинам сеть требует большего расхода газа, развиваемое компрессором давление (и давление в сети) падает. Расход больше расчетного приводит к обтеканию лопаточных аппаратов РК и НА с отрицательными углами атаки — рис. 6.9.2 б. Если сеть потребляет меньше, чем на расчетном режиме, то развиваемое компрессором давление (и давление в сети) возрастает. Расход меньше расчетного приводит к обтеканию лопаточных аппаратов РК и НА с положительными углами атаки — рис. 6.9.2 в.

В обоих случаях происходит снижение КПД ступени, что снижает эффективность компрессорной установки. Кроме того, если потребляемое сетью количество газа значительно меньше расчетного, рабочая точка ступени смещается в неустойчивую часть характеристики — левее границы помпажа. Работа с  $\Phi < \Phi_{кр}$  недопустима, так как помпаж вызывает разрушение лопаточных аппаратов и других частей компрессора. Если не принимать других мер, необходимо включить антипомпажную защиту, т.е. попросту перепускать часть газа с нагнетания на всасывание через антипомпажный клапан — дроссель. Через антипомпажный клапан перепускается такое количество газа, при котором сеть получает нужное количество газа, а компрессор работает в устойчивой части характеристики:  $\bar{m}_{сети} = \bar{m}_{компр} - \bar{m}_{АПК}$ . Перепуску газа сопутствует безвозвратная потеря механической энергии. КПД компрессорной установки падает пропорционально расходу газа в антипомпажном клапане  $\Delta\eta_{АПК} = \bar{m}_{АПК} / \bar{m}_{компр}$ .

Добиться более эффективной работы ступени в условиях меняющейся потребности сети в количестве подаваемого газа можно избежав ударного обтекания лопаточных аппаратов при нерасчетном расходе  $\bar{m} \neq \bar{m}_{расч}$ . Для этого нужно менять установку лопаток ступени в соответствии с изменением расхода газа в сети.

Логично менять угол установки лопаток рабочего колеса. Препятствием является конструктивная сложность размещения механизма поворота лопаток в роторе, недостаток места при большом количестве лопаток, и, главное, фантастические нагрузки на лопатки в поле центробежных сил. Такой подход осуществим и применяется у воздушных винтов больших самолетов. Угол установки лопастей меняется в соответствии со скоростью полета. У крупных осевых вентиляторов для наддува парогенераторов мощных электростанций число лопаток невелико, окружные скорости сравнительно маленькие. У этих машин тоже применяют механизмы для поворота лопаток РК. На рис. 6.9.3 показано, как поворот лопаток РК позволяет добиться безударного обтекания при меняющейся производительности ступени.

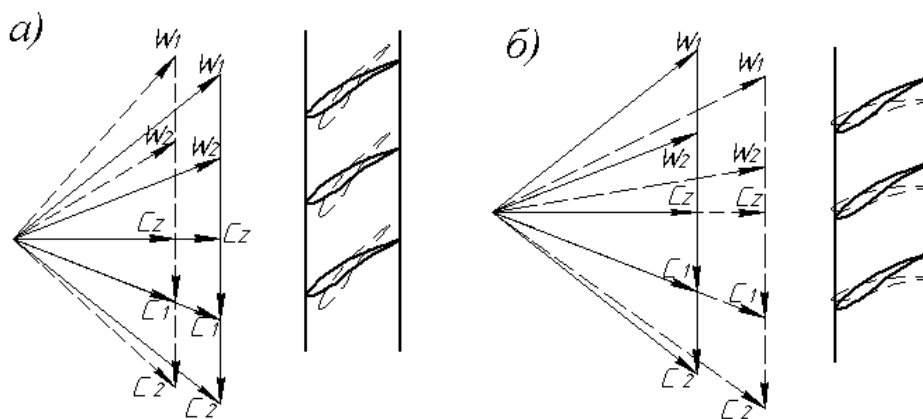


Рис. 6.9.3. Треугольники скоростей при изменении производительности ступени и соответствующая им схема поворота лопаток рабочего колеса: а —

$$\varphi < \varphi_{расч}, \quad б — \varphi > \varphi_{расч}$$

В ступенях промышленных и транспортных ОК приспособление к меняющейся характеристики сети осуществляется поворотом лопаток направляющих аппаратов. На рис. 6.9.4 показано, как поворот лопаток направляющего аппарата предшествующей ступени уменьшает угол атаки (вплоть до безударного обтекания при умеренном изменении расхода) лопаток РК последующей ступени и сам приспособляется к изменению направления скорости  $c_2$ . Аналогичную задачу решает поворот лопаток входного направляющего аппарата для лопаток рабочего колеса первой ступени.

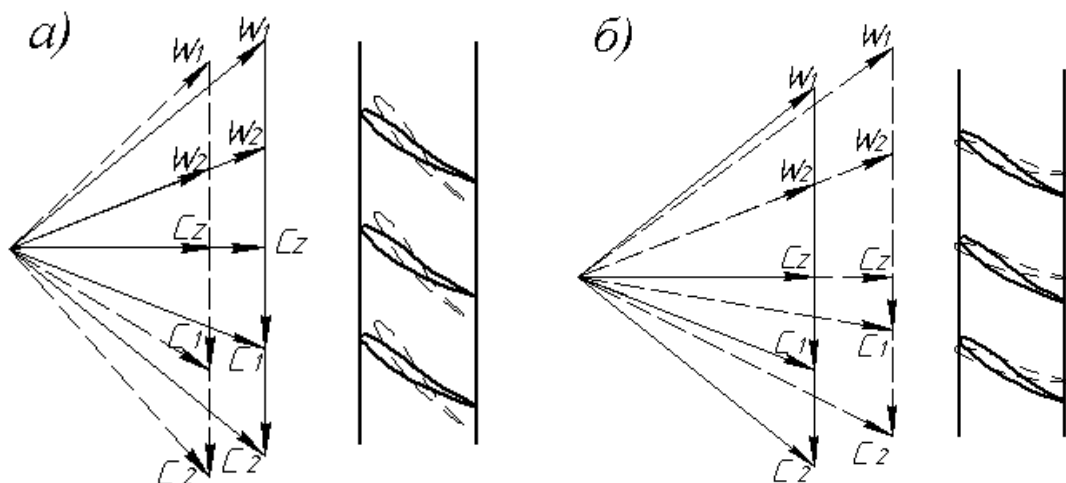


Рис. 6.9.4. Треугольники скоростей при изменении производительности ступени и соответствующая им схема поворота лопаток направляющего аппарата: а —  $\varphi < \varphi_{расч}$ , б —  $\varphi > \varphi_{расч}$

Понятно, что для получения безударного обтекания при  $\bar{m} > \bar{m}_{расч}$  углы установки лопаток НА надо увеличивать, и наоборот. Таким образом, увеличение угла установки лопаток смещает характеристику ступени вправо, уменьшение угла установки — влево. На рис. 6.9.5 показано семейство характеристик осевого вентилятора при разных углах установки входного направляющего аппарата и направляющего аппарата ступени. Уменьшение угла установки лопаток НА увеличивает закрутку потока на входе в РК, что уменьшает теоретический напор, равный  $h_T = (c_{u2} - c_{u1})u$ . Характеристика не только смещается в сторону меньшей производительности, но и напора. Из-за влияния сжимаемости в ступенях ОК изменение характеристик не столь велико, но тоже достаточно существенно.

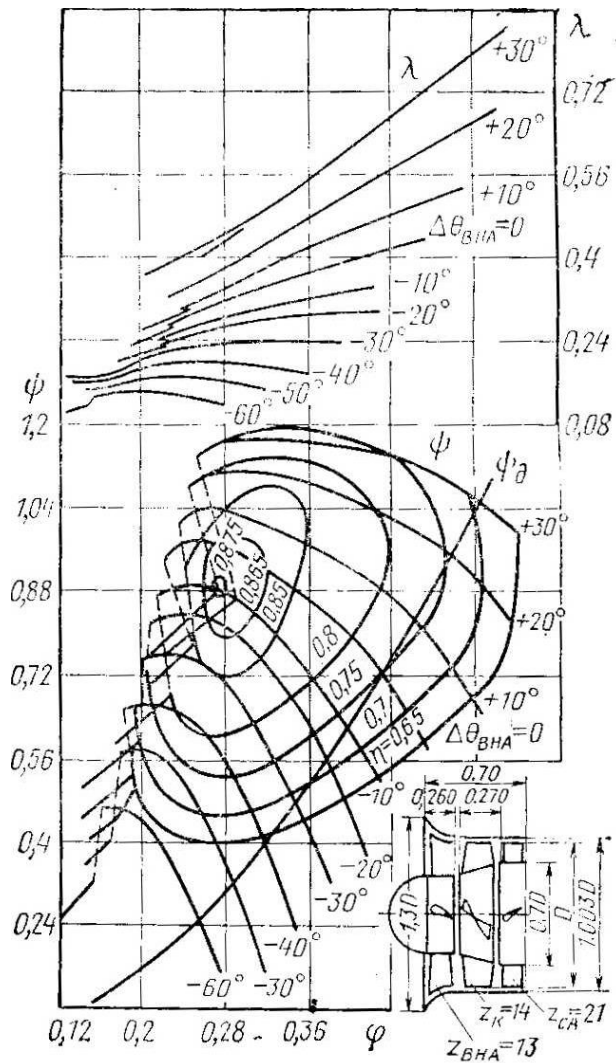


Рис. 6.9.5. Изменение характеристик осевой ступени при изменении угла установки лопаток входного направляющего аппарата и направляющего аппарата (на примере одноступенчатого вентилятора [5])

При работе ступени с  $\bar{m} > \bar{m}_{расч}$  скорости потока очень велики, поэтому КПД снижается даже при повороте лопаток и безударном обтекании. В выражении для потери КПД  $\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\Psi_T} \bar{w}_1^2$  сильно влияет рост  $\bar{w}_1$ . Тем не менее, при повороте лопаток снижение КПД меньше, чем если бы лопатки не поворачивались.

При  $\bar{m} < \bar{m}_{расч}$  безударное обтекание достигается за счет уменьшения угла установки лопаток, что ведет к росту коэффициента потерь (эмпирическая формула С. Либляйна (6.3.10)). Поэтому КПД ступени при повороте лопаток не остается равным КПД на расчетном режиме, но немного снижается.

Главное преимущество изменения характеристик поворотом лопаток — это смещение влево границы помпажа. Если «запас по помпажу» обычной

ступени равен  $\varphi_{crit} / \varphi_{расч} \approx 0,80 \div 0,85$ , то за счет поворота лопаток это отношение можно снизить до 0,60, что рассматривается как очень большое достижение. Для ОК ГТД важна также возможность увеличить расход по сравнению с расчетным. Поворот лопаток дает существенные преимущества и в этом случае.

Изменение характеристик путем изменения установки лопаток в настоящее время находит широкое применение. Если 2–3 десятилетия назад у промышленных ОК поворот лопаток не применялся, то сейчас это практически стандартное решение. Осуществляется поворот лопаток входного направляющего аппарата, а часто и НА нескольких ступеней. У ОК авиационных ГТД еще в 50-е гг. прошлого столетия в некоторых случаях поворотными делали лопатки НА у всех ступеней.

«Настройка» характеристик ступеней поворотом лопаток осуществляется автоматически в соответствии с требованиями сети с использованием датчиков, микропроцессоров и сервомоторов.

## 6.10. СТУПЕНИ ПРЕДЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

**Ступени осевых вентиляторов.** Вентиляторами называют разновидность компрессоров, развивающих малое отношение давлений —  $\pi \leq 1,2$ . Ступени осевых вентиляторов можно считать предельными в том смысле, что они сообщают газу предельно малую величину теоретического напора  $h_T = \psi_T u_n^2$ .

Вентиляторы находят чрезвычайно широкое применение в быту, социальной сфере, промышленности и транспорте. Последнюю область применения демонстрирует рис. 6.10.1.

Особенности осевых вентиляторов:

- сравнительно малая скорость вращения и ограниченная окружная скорость  $u_n \leq 100$  м/с;
- небольшое число ступеней  $z = 1 \div 4$ ;
- очень низкий коэффициент теоретического напора РК в тех случаях, когда вентилятор предназначен для перемещения больших объемов газа. Естественный путь снижения коэффициента напора — увеличение относительного шага лопаток РК.

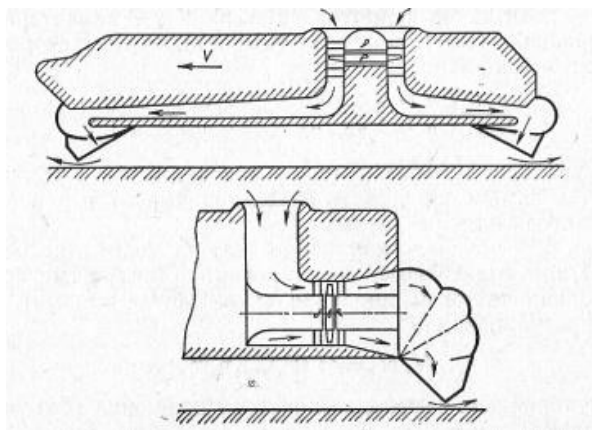


Рис. 6.10.1. Две схемы применения вентиляторов для создания подъемной силы судов на воздушной подушке [5]

Низконапорные ступени имеют исключительно высокое безразмерное число оборотов (быстроходность)  $K_n = n \frac{\bar{V}^{0,5}}{h_T^{0,75}}$  и малое число лопаток. В таблице 6.10.1 показано, как выбор схемы вентилятора (рис. 6.10.2) влияет на параметры и размеры (графики на основании расчетного анализа из [5]).

Обратим внимание на колоссальные абсолютные размеры всех вариантов вентилятора для большой градирни. Для проветривания бытовых и производственных помещений применяются вентиляторы в очень широком диапазоне размеров и мощностей. Существуют очень крупные машины с мощностью во многие тысячи киловатт, например, для наддува котлов тепловых электростанций.

В зависимости от особенностей применения одноступенчатые вентиляторы могут состоять из обычной для ОК ступени ВхНА + РК + НА (или РК + НА), только из рабочего колеса, или иметь схему ВхНА + РК — рис. 6.10.3.

Находят применение также вентиляторы, состоящие из двух рабочих колес встречного вращения и специальные реверсивные вентиляторы, позволяющие менять направление перемещаемого воздуха.

Таблица 6.10.1

Влияние числа лопаток РК вентилятора (рис. 6.10.2) крупной градирни на скорость вращения, коэффициент напора и диаметр колеса [5]

№ схемы	z <sub>к</sub>	ψ <sub>т опт</sub>	D <sub>н</sub> м
1	12	0,24	12



2	8	0,146	10
2	4	0,082	7
4	3	0,052	6

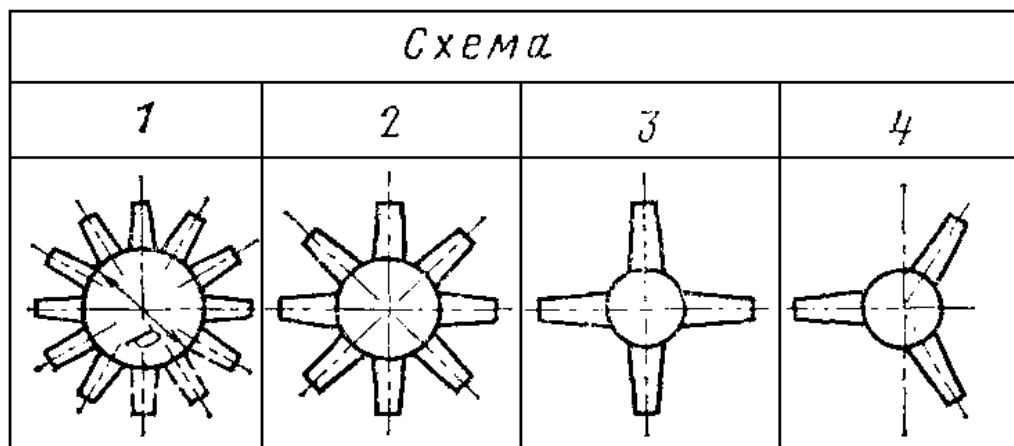


Рис. 6.10.2. Схемы вентиляторов, сопоставленных в таблице 6.10.1

Хотя в литературе по осевым вентиляторам встречаются непривычные для компрессорщика термины и обозначения, аэродинамика их ступеней не отличается от рассмотренной выше. Первичное проектирование базируется на тех же эмпирических данных по продувке плоских решеток или профилей.

Определенную специфику на приемы расчета оказывает отсутствие опасных помпажных проявлений из-за очень малого отношения давлений. При этом прорывающийся на всасывание газ (воздух — рабочее тело для 99% вентиляторов) не обладает энергией, высвобождение которой могло бы быть опасным для лопастей вентилятора. В качестве расчетного, у вентиляторных ступеней принимают не номинальный режим ( $\varepsilon^* = 0,8\varepsilon_{\max}$ ), а

режим максимального качества решетки профиля)  $\left( \frac{c_a}{c_w} \right)_{\max}$ . Способствуя

получению минимума профильных потерь на расчетном режиме, это условие приводит к сближению расчетного режима и режима максимального напора, что было бы недопустимо для компрессорных ступеней.

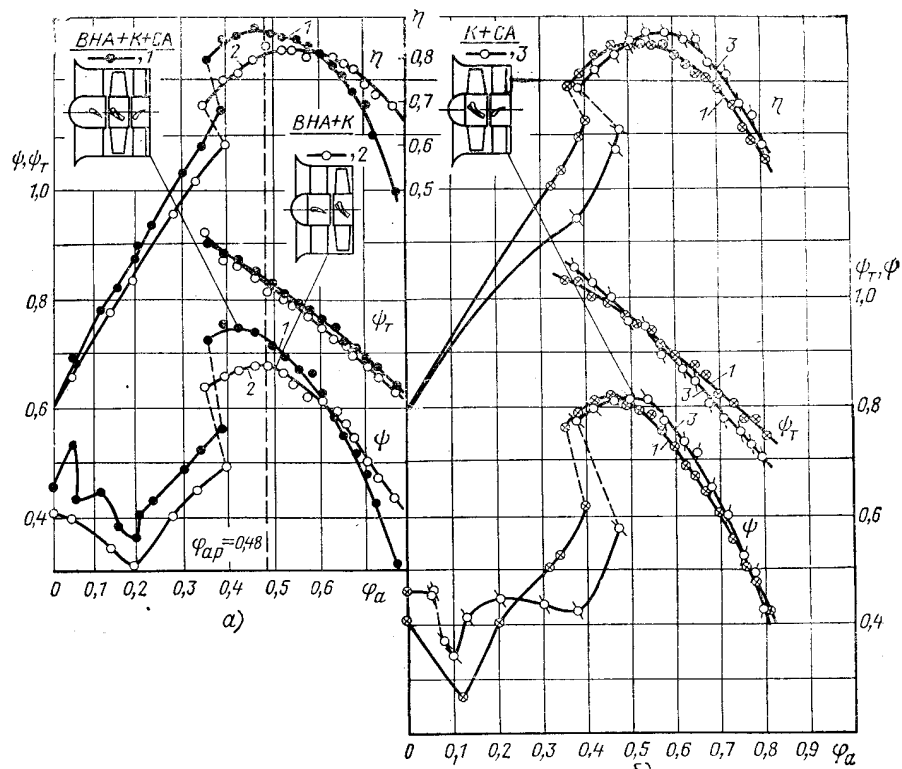


Рис. 6.10.3. Некоторые схемы вентиляторных ступеней и их характеристики [5]

Расстояние между лопатками в низконапорных ступенях вентиляторов (схема 4 на рис. 6.10.2) такое большое, что они практически не взаимодействуют друг с другом. В этом случае для расчетов используют характеристики изолированных профилей.

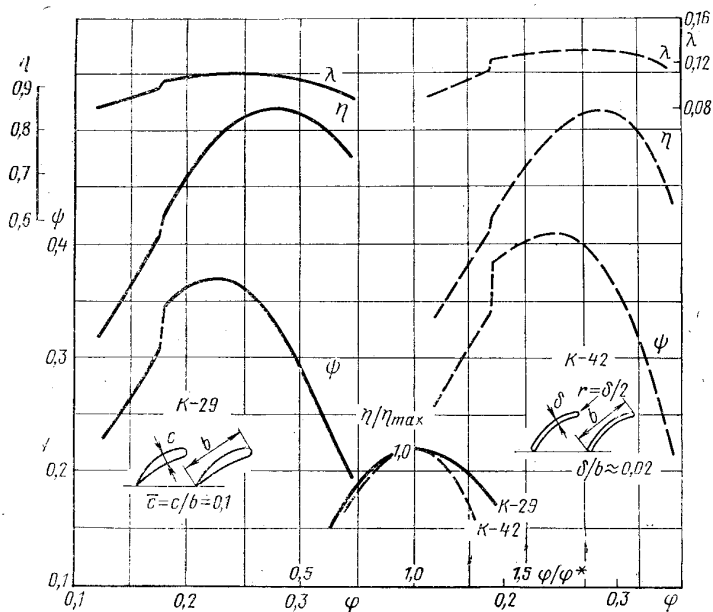


Рис. 6.10.4. Сравнение характеристик вентиляторов с профилированными и дуговыми лопатками [5]

Низкая окружная скорость и относительно небольшая потребляемая мощность позволяют в некоторых случаях идти на упрощение конструкции. На рис. 6.10.4 сопоставлены характеристики «классического» вентилятора и вентилятора с упрощенной формой лопаток (штамповка из стального листа).

**Трансзвуковые и сверхзвуковые ступени.** Поскольку расход газа пропорционален первой степени, а теоретический напор — квадрату окружной скорости ( $\bar{m} = \rho D_n^2 (1 - v^2) \varphi u_n$ ,  $h_T = \psi_{Tn} u_n^2$ ), повышение окружной скорости является главным путем уменьшения размеров и массы ОК.

Ограничением по механической прочности лопаток РК в поле центробежных сил является  $u_n \approx 450 \div 480$  м/с (до  $550 \div 600$  м/с в наиболее передовых конструкциях). Для умеренно форсированного воздушного ОК при нормальных атмосферных условиях это соответствует условному числу

Маха  $M_u = \frac{u_n}{\sqrt{kRT_0}} = 1,25 \div 1,45$  (до  $\approx 1,75$ ). Как было показано выше,

скорость на входе в РК примерно равна окружной скорости при положительной закрутке потока на входе и заметно превосходит ее при отсутствии закрутки. То есть, при этой окружной скорости поток на входе в РК — сверхзвуковой. Если снабдить такую ступень приспособленными к сверхзвуковому течению лопаточными аппаратами, то даже при умеренном значении коэффициента напора  $\psi_{Tn} \approx 0,20$  и КПД ступени  $0,87$ , отношение

давлений ступени может достигать  $\pi = (1 + (k - 1) \psi_{Tn} M_u^2)^{\frac{k}{k-1} \eta} \approx 1,80 \div 1,95$ . То есть, одна такая ступень по отношению давлений способна заменить три дозвуковых ступени. В [14] упоминаются сверхзвуковые ступени с  $\Pi > 2,0$ . На заимствованном из этой же монографии рис. 6.5.5 (см. выше) сопоставлены два осевых компрессора ТРД боевых самолетов разных поколений. Знаменитый двигатель J79 развивал отношение давлений  $\pi = 12,5$  в 17 дозвуковых ступенях. Его более современный аналог E<sup>3</sup> развивает отношение давлений  $\pi = 22$  при 10 ступенях, часть из которых сверхзвуковые.

Максимальные числа  $M$  имеют место в начале проточной части, где скорость звука минимальна из-за низкой температуры. Сверхзвуковые и трансзвуковые ступени в количестве 1 ÷ 3 шт. занимают место в начале проточной части. Как указывалось, эти ступени значительно превосходят по напору и расходу дозвуковые ступени, почему мы относим их к ступеням предельных параметров.

В современных трансзвуковых и сверхзвуковых ступенях соответствующие числа  $M$  имеют место только на входе в РК. При этом осевая (расходная) составляющая скорости обязательно остается дозвуковой. Известно, что при  $M > 1,0$  уменьшается плотность тока. То есть, при

$c_{z1} > \sqrt{kRT_0}$  потребовалось бы увеличивать поперечное сечение проточной части. Кроме того, прямой скачек уплотнения при встрече сверхзвукового осевого потока с лопаточным аппаратом привел бы к запиранию проточной части. Так как рассматриваемые ступени обычно не имеют входных направляющих аппаратов, скорости на входе в РК заметно превосходят скорости перед направляющими аппаратами. Лопатки направляющих аппаратов в большинстве случаев обтекаются дозвуковым потоком. Итак,

- при  $M_{w1} = 0,90 \div 1,10$  ступени трансзвуковые;
- при  $M_{w1} > 1,10$  ступени сверхзвуковые.

В разделе 4 рассмотрены особенности формы профилей, решеток и характера обтекания трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней. Характеристики РК и ступени, структуру скачков уплотнения на разных режимах иллюстрирует рис. 6.10.5 [14]. Обратим внимание на очень узкий диапазон работы сверхзвуковой ступени. Расход на границе срыва всего на 8% меньше максимального, а запас по помпажу»  $\bar{m}_{кр} / \bar{m}_{омп} (\bar{m}_{NS} / \bar{m}_{PE}) \approx 0,94$ .

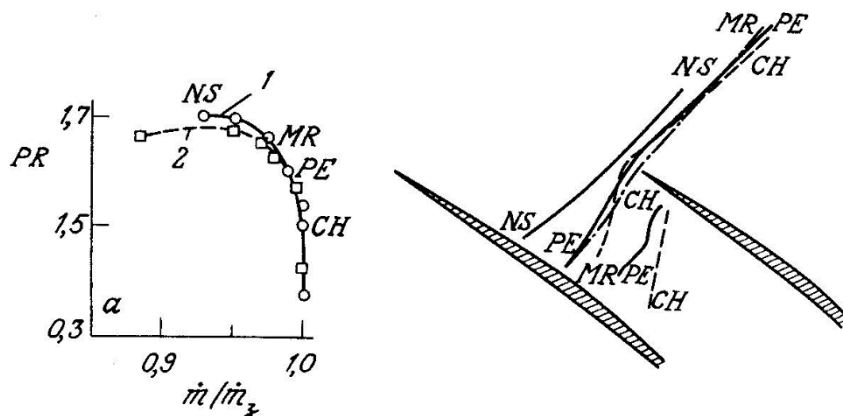


Рис. 6.10.5. Характеристики рабочего колеса и ступени, структура скачков уплотнения на разных режимах [14]

На рис. 6.10.05: CH — режим запирания; PE — точка максимума КПД; MR — середина диапазона; NS — околосрывной режим; PR — отношение давлений; 1 — рабочее колесо; 2 — полная ступень;  $\dot{m}_z$  — расход на режиме запирания.

**О профилировании трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней.** Автор многократно цитируемой выше монографии [14] на основании анализа проблемы и обзора публикаций приходит к выводу о том, что профилирование таких ступеней на основании продувок плоских решеток наименее обосновано по сравнению со ступенями дозвуковыми. Причины:

– более высокое отношение давлений ведет к сильному изменению проходных сечений. Осесимметричные поверхности тока, следуя за формой ограничивающих поверхностей, приобретают ярко выраженную коническую форму;

– сильное изменение плотности приводит к значительному отклонению в кинематике потока даже при небольших ошибках в оценке потерь, углов отставания и т.п.;

– упомянутые ошибки в областях течения, где числа Маха близки к единице, могут привести к принципиальному отличию расчетного и фактического состояния потока (сверхзвуковой поток вместо ожидаемого дозвукового, и наоборот);

– ожидаемые существенные ошибки при расчете течения на отдельных ОПТ окажут слишком большое влияние на течение на других ОПТ. Сам квазитрехмерный подход в этих условиях представляется мало обоснованным.

Дополнительные проблемы создаются высоким уровнем окружных скоростей. В поле центробежных сил закрученные пространственные лопатки РК стремятся принять цилиндрическую форму. В [14] указывается, что в некоторых случаях угол установки профилей на периферии РК увеличивается на  $4^\circ$  по сравнению со статическим положением.

Фирмы-производители разрабатывают модельные ступени и создают методики профилирования, в том числе и на базе расчетов трехмерного вязкого течения. По понятным причинам, и то, и другое остается достоянием этих фирм. По поводу профилирования трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней можно ограничиться лишь общими соображениями:

– наиболее логичной кинематической схемой представляется отсутствие закрутки на входе в РК, т.е.  $c_{u1} = 0$  и постоянство расходной составляющей скорости по высоте лопаток  $c_{z1}(r) = \text{const}$ . Нетрудно показать, что при этих условиях поперечное сечение на входе в РК — минимальное. Это важно, так как речь идет, прежде всего, о первой ступени ОК\*;

– из соображений прочности удлинения лопаток существенно меньше, чем у дозвуковых ступеней. Меньшее число лопаток не мешает, при необходимости, применять малые втулочные отношения ( $v = 0,35$  у одного из известных ТРД). При малом числе лопаток их хвостовики можно разместить на втулке малого диаметра;

– при работе со скачками уплотнения внутри межлопаточных каналов следует применять лопаточные решетки с малым относительным шагом. В относительно узких межлопаточных каналах образовавшийся после скачка уплотнения отрыв замыкается внутри канала. Это уменьшает вихревые потери.

---

\* Когда у супергигантского новейшего лайнера А-380 потребовалось незначительно увеличить диаметр РК трансзвуковой вентиляторной ступени, это увеличило массу двигателя на 1 тонну. Увеличение нагрузки на крылья потребовало увеличить их прочность при снижении собственной массы, что чуть не сорвало работу над машиной практически на финальной стадии.

**Трансзвуковые ступени с контролируемым замедлением.** Прогресс вычислительной техники позволил уже в 1980-х гг. решать ряд задач анализа и проектирования путем численного эксперимента. Как один из наиболее успешных приводится пример создания трансзвуковой лопаточной решетки с контролируемым замедлением потока вдоль задней поверхности лопаток. Идея проекта базируется на том, что снижение скорости сверхзвукового потока не обязательно должно вызывать образование скачка уплотнения. Если интенсивность нарастания давления по пути следования контролировать и сделать плавным, сверхзвуковой поток снизит скорость до звуковой, а потом станет тормозиться как обычный дозвуковой поток.

В [14] приводятся данные о разработке лопаточной решетки, в которой при высокой дозвуковой скорости на входе  $M_{w1} > M_{крит}$  поток на спинке профиля разгоняется до сверхзвуковой скорости, а потом плавно тормозится, переходя к дозвуковой скорости без скачка уплотнения. Сопоставление разработанной решетки с традиционной (многодуговые профили), и соответствующие диаграммы скоростей показаны на рис. 6.10.6.

Большая нагрузка лопаток с контролируемым замедлением позволяет уменьшить их число, что выгодно экономически и конструктивно. Более толстые лопатки прочнее, что также является преимуществом. Кроме того, авторы указывают на лучшие газодинамические характеристики по результатам испытания в аэродинамической трубе.

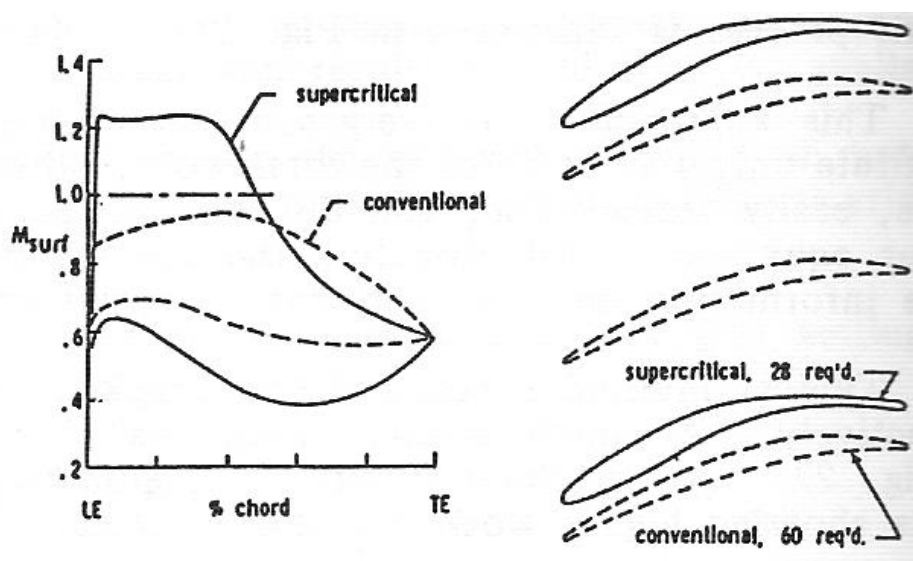


Рис. 6.10.6. Лопаточная решетка из многодуговых профилей и решетка с контролируемым замедлением и соответствующие диаграммы скоростей на лопатках [14]

Приведенные на рис. 6.10.7 данные демонстрируют этапы отработки профиля лопаток с контролируемым замедлением.

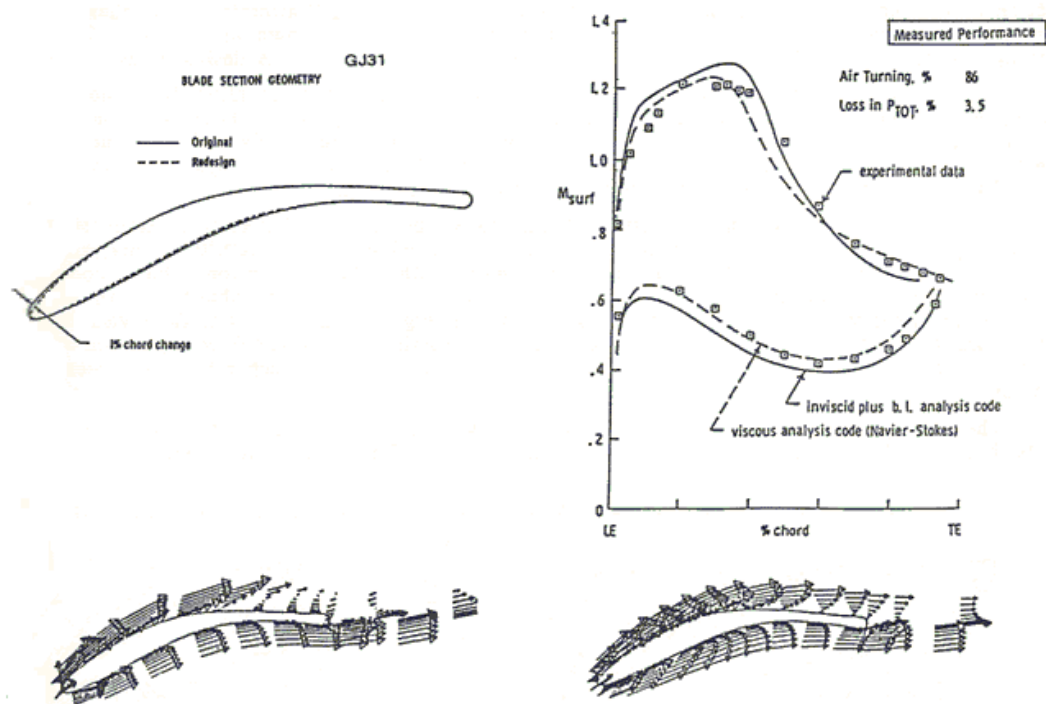


Рис. 6.10.7. Этапы разработки профиля лопаток с контролируемым замедлением [14]

Справа вверху сопоставлены данные расчета невязкого и вязкого обтекания с измеренными поверхностными числами Маха. Демонстрируется высокая точность расчета вязкого сжимаемого двухмерного потока. Слева вверху сопоставлены первоначальная и окончательная (штриховые линии) форма профиля, внизу — соответствующая этим двум формам картина течения — векторы скорости вблизи профилей.

Неустойчивость сверхзвукового потока проявляется в исключительной чувствительности течения к форме профиля. Начальная и окончательно отработанная форма профиля отличаются очень мало. Тем не менее, измеренные профильные потери отличаются вдвое. Не менее драматично влияние на картину течения. Интенсивный отрыв потока в первом случае полностью устранен за счет небольшого изменения формы профиля.

В связи с этим возникают некоторые сомнения в практической значимости полученного результата:

- авторы разработки утверждают, что лопатки с контролируемым замедлением сохраняют малый коэффициент потерь в широком диапазоне углов атаки. Очевидно, что влияние угла атаки на диаграмму скоростей более серьезно, чем незначительное различие в форме профилей на рис. 6.10.7, поэтому утверждение авторов вызывает сомнения;

- выше приводилось мнение автора монографии [14] о том, как мало соответствуют условия обтекания транс- и сверхзвуковых плоских решеток реальным условиям работы в составе ступеней. Очевидно, профили лопаток РК должны отличаться от профиля, показанного на рис. 6.10.7. При

сверхчувствительности контролируемого замедления к форме профиля, лопатки РК должны отрабатываться специально. В [14] указывается, что полученные по результатам продувки улучшения практически не улучшают аэродинамические характеристики реальных ОК.

Тем не менее, обсуждаемые выше данные вызвали резонанс в среде специалистов. Заявления фирм-производителей о том, что их новые компрессора создаются на базе профилей с контролируемым замедлением, слышны на научно-технических форумах. Однако не ясно, имеется ли в виду «бескачковое» замедление сверхзвукового потока на профилях, или что-то другое.



## 7. СТУПЕНЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

### 7.1. ОСНОВЫ ОДНОМЕРНОЙ ТЕОРИИ СТУПЕНИ

**Состав центробежной ступени.** В состав многоступенчатого однонального ЦК входят промежуточные и концевая ступени (рис. 7.1.1).

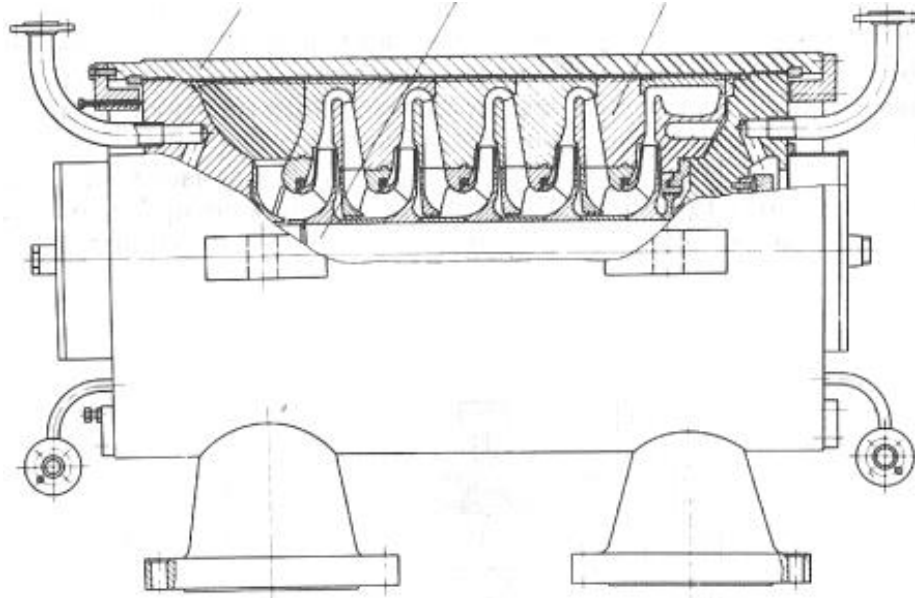


Рис. 7.1.1. Меридиональный разрез проточной части одноступенчатого однонального компрессора

Промежуточная ступень включает в себя рабочее колесо (РК), лопаточный (ЛД) или безлопаточный диффузор (БЛД) и обратноподводящий аппарат (ОНА). Концевая ступень выводит газ из проточной части. Вместо ОНА у этой ступени выходное устройство. Обычно это улитка или сборная камера.

По аналогии с осевыми компрессорами входной патрубком перед первой ступенью и выходное устройство концевой ступени относят к проточной части многоступенчатого компрессора. То есть, эти элементы выделяются из состава ступеней. Тем не менее, в литературе встречается понятие **всасывающей ступени**. Это промежуточная ступень плюс входной патрубок. Такое название относится к модельным ступеням, испытанным совместно с входным патрубком. Полученные экспериментальные характеристики используются при расчете и проектировании компрессоров. Выделение входного патрубка в отдельный элемент при этом теряет смысл.

**Типы рабочих колес. Закрытые рабочие колеса со штампованными лопатками.** Традиционный тип рабочего колеса — закрытое, с радиально расположенными штампованными лопатками цилиндрической формы. Такие РК применялись на самых первых промышленных ЦК и находят применение

до сих пор, когда рабочие колеса имеют очень большой диаметр. Схема РК и его элементов показана на рис. 7.1.2.

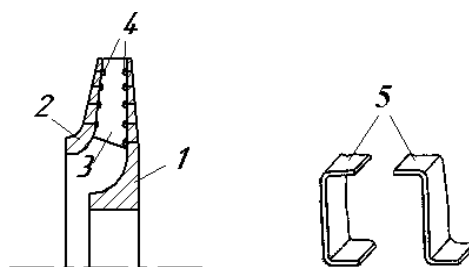


Рис. 7.1.2. Закрытое рабочее колесо со штампованными лопатками: 1 — основной диск; 2 — покрывающий диск; 3 — лопатка; 4 — заклепки; 5 — две формы отбортовок лопаток

Для соединения с валом основной диск имеет массивную часть — ступицу. Обычно РК соединяется с валом горяче-прессовой посадкой. Натяг выбирается таким образом, чтобы при растяжении колеса центробежными силами посадка не освобождалась. Некоторые фирмы считают достаточным усилие натяга для передачи крутящего момента, и не используют для этой цели шпонку между валом и ступицей. Массивная ступица служит одновременно для восприятия напряжений растяжения в поле центробежных сил.

Основная часть диска имеет с внутренней стороны форму радиальной плоскости. Это облегчает соединение с лопатками. Для приближения к равнопрочности толщина диска уменьшается к периферии, что определяет форму его наружной поверхности.

Лопатки имеют цилиндрическую форму. Это значит, что их поверхность образована движением прямой образующей, параллельной оси ротора. Форма профилей лопаток одинакова во всех радиальных сечениях по высоте, в отличие от пространственных лопаток ОК. Лопатки штампованные, из стального листа. Для соединения с основным и покрывающим дисками имеются отбортовки с отверстиями для заклепок.

Понятно, что форма лопаток далека от формы удобообтекаемых аэродинамических профилей. Лопатки имеют постоянную толщину, тупую выходную кромку и примитивно заостренную переднюю кромку. В меридиональной плоскости входная кромка наклонена по отношению к осевому направлению. Это способствует лучшему обтеканию лопатки цилиндрической формы пространственным потоком.

На периферии лопатки закрыты покрывающим диском (закрытое колесо). Покрывающий диск с внутренней стороны имеет поверхность прямолинейного конуса. Криволинейная поверхность в этом случае, на первый взгляд, кажется предпочтительнее, так как поворот потока из осевого в радиальное направление на входе в РК происходит более плавно. Однако исследования кафедры КВХТ [19] привлекли внимание к негативным

аспектам такого решения. Кроме того, криволинейная образующая покрывающего диска затруднила бы (или сделала невозможной) штамповку лопаток с отбортовкой.

Подобно ступице основного диска, утолщенная осевая часть покрывающего диска воспринимает наибольшие напряжения растяжения в поле центробежных сил. Толщина диска должна уменьшаться к периферии для приближения к условию равнопрочности.

Для соединения трех элементов РК используются заклепки. Их полукруглые головки выступают в проточную часть РК. С наружной стороны дисков головки потайные, утопленные в тело дисков. Наружные поверхности дисков после склепки обтачиваются для уменьшения потерь трения о газ при вращении РК. Снаружи осевой части покрывающего диска делают канавки или закатывают гребни для лабиринтных уплотнений.

При оценке достоинств и недостатков разных типов центробежных колес следует принимать во внимание индивидуальный, или мелкосерийный характер производства промышленных ТК. При таком производстве желательно, чтобы технология не требовала специальных станков и дорогостоящей оснастки. Для производства РК со штампованными лопатками подходят обычные токарные станки (или карусельные — при очень больших диаметрах).

Недостатки этого типа РК:

– ограниченная окружная скорость — не более  $240 \div 260$  м/с. Ограничение связано как со статическими, так и с динамическими нагрузками на заклепочное соединение. Отверстия под заклепки в дисках являются концентраторами напряжений. В промежутках между лопатками на диаметре  $D_2$  более тонкий покрывающий диск колеблется. Динамические нагрузки ведут к появлению усталостных трещин между заклепочными отверстиями с последующим разрушением части покрывающего, а иногда основного диска между лопатками — рис. 7.1.3;

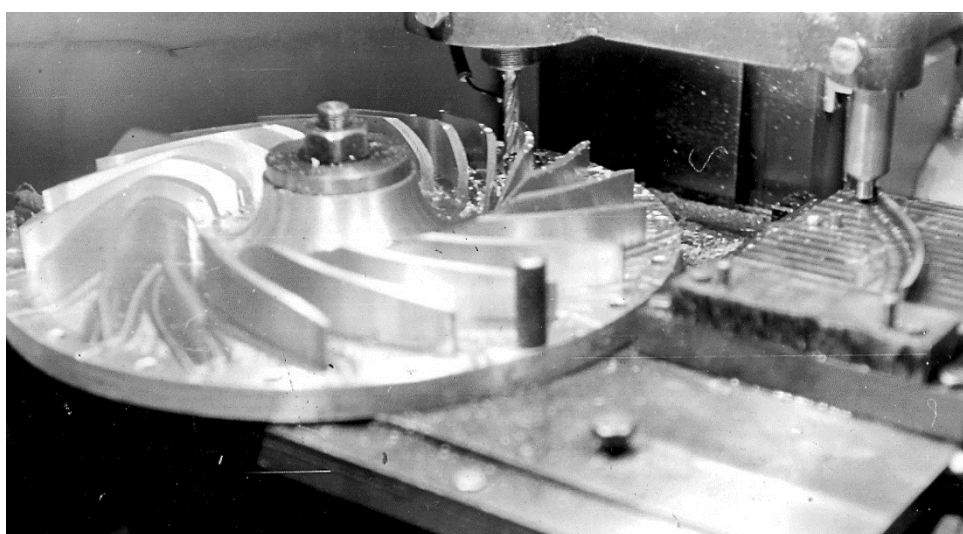
– находящиеся в проточной части отбортовки лопаток и головки заклепок увеличивают потери напора в РК. По оценкам специалистов по сравнению с РК, у которых проточная часть имеет гладкие поверхности правильной формы, КПД рассматриваемых колес меньше на  $1,5 \div 2\%$ .



Рис. 7.1.3. Фото полотна диска разрушившегося после образования усталостных трещин

**Рабочие колеса с цельнофрезерованными лопатками.** Развитием рассмотренной выше конструкции являются закрытые рабочие колеса с цилиндрическими лопатками, представляющими единое целое с основным диском. Форма проточной части РК такая же, как в предыдущем случае. Лопатки сделаны заодно с основным диском путем выфрезеровывания металла из объема межлопаточного канала — рис. 7.1.4.

Технология изготовления таких РК не требует сложного оборудования. Помимо токарного, нужен копировально-фрезерный станок с простым движением инструмента. Ранее, а в некоторых случаях и сейчас, покрывающий диск крепился с помощью заклепок, проходящих сквозь отверстия в лопатках — рис. 7.1.5\*.



---

\* На рисунке показано рабочее колесо из алюминиевого сплава для исследования на экспериментальном стенде. Хорошо видны головки стальных заклепок, между которыми по длине лопатки имеется еще 5 алюминиевых заклепок

Рис. 7.1.4. Обработка лопаток на поверхности основного диска рабочего колеса на копировально-фрезерном станке (кафедра КВХТ СПбГПУ)

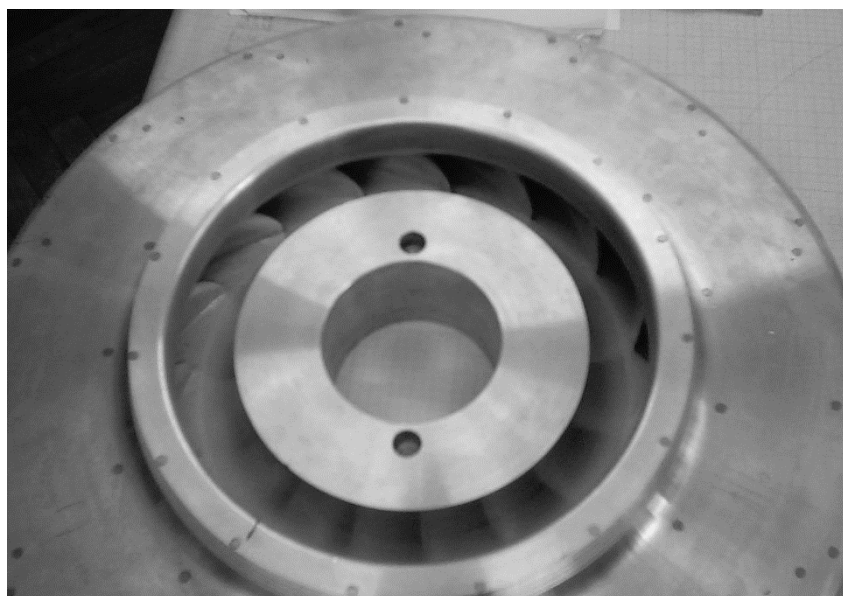


Рис. 7.1.5. Закрытое рабочее колесо с цельнофрезерованными лопатками и приклепанным покрывающим диском (кафедра КВХТ СПбГПУ)

Отсутствие отбортовок и заклепок снижает потери и повышает прочность РК. Если штампованные лопатки имеют толщину листа, то здесь лопатки делают толще, чтобы через них можно было пропустить заклепки. Лопатки выполняют с постоянной толщиной, чтобы на периферии поместилась заклепка. Толщину лопатки принимают в пределах  $1,2 \div 2\%$  от  $D_2$ . Входную кромку заостряют. Выходную кромку иногда оставляют тупой, но ее заострение уменьшает кромочные потери. По сравнению с рассмотренными перед этим РК, более прочная конструкция увеличивает предельную окружную скорость до  $280 \div 300$  м/с, иногда до 315 м/с. Критические элементы — как и в предыдущей конструкции. Это заклепки и полотно покрывающего диска между лопатками (эту часть дисков иногда называют отсеками).

Более современный способ крепления покрывающего диска — приварка его к торцам лопаток. Сам по себе процесс сварки вызывает проблемы, так как может привести к остаточным термическим напряжениям из-за местного нагрева в процессе сварки. Для уменьшения этих напряжений при сварке все колесо нагревают газовыми горелками, а после сварки производят отпуск с дальнейшим нагревом в печи и последующим плавным охлаждением. Затем колесо обтачивается по наружному диаметру и наружным поверхностям дисков.

Колеса большого размера сваривают вручную изнутри межлопаточного канала. Наличие сварного шва и неизбежная деформация изделия несколько ухудшают условия течения по сравнению с РК с приклепанным диском.

Еще более современный способ сварки применяют предприятия, располагающие станками с числовым программным управлением (ЧПУ). Такое оборудование позволяет оперативно производить обработку деталей по любым пространственным поверхностям. В этом случае в покрывающем диске делают сквозные прорезы, соответствующие торцам лопаток — рис. 7.1.6. Сварку производят снаружи с последующей обточкой покрывающего диска. Способ хорош тем, что он годится и для РК небольшого размера, или с узкими каналами, внутрь которых нельзя ввести сварочный электрод.

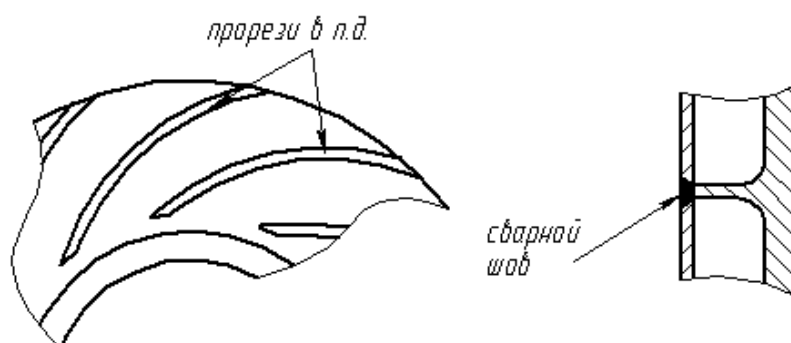


Рис. 7.1.6. Схема сварки покрывающего диска и лопаток через прорезы в покрывающем диске

Альтернативный способ крепления покрывающего диска — вакуумная пайка с применением специальных припоев на базе дорогостоящих металлов. Вырезанные из листа по форме торца лопаток кусочки припоя зажимаются между этими торцами и покрывающим диском. Собранный таким образом колесо помещается в рабочую часть печи, в которой создается вакуум. Затем температура поднимается до 1000°C. В течение нескольких часов происходит диффузия припоя в покрывающий диск и в торцы лопаток. Этот способ считается довольно дорогим и малопродуктивным, но позволяет собирать колеса с узкими межлопаточными каналами, и меньше деформирует колесо по сравнению со сваркой.

**Полуоткрытое рабочее колесо типа «радиальная звезда».** Описанные рабочие колеса являются традиционными для промышленных ЦК. Первые турбореактивные двигатели (появление в начале 1940-х гг.) имели одноступенчатые центробежные компрессоры с рабочим колесом, которое получило название «радиальная звезда с вращающимся направляющим аппаратом» — рис. 7.1.7. Двигатели с такими компрессорами получили исключительное распространение до конца 1950-х гг., когда им на смену пришли ГТД с ОК.

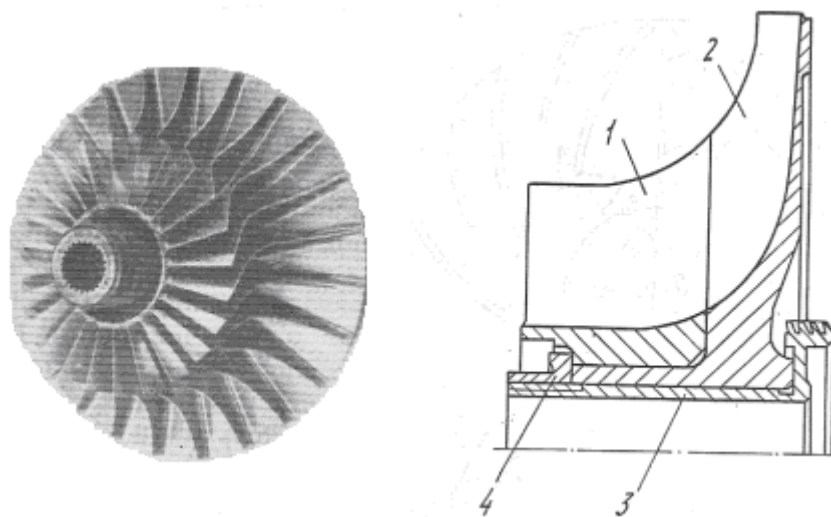


Рис. 7.1.7. Рабочее колесо типа «радиальная звезда с вращающимся направляющим аппаратом» — общий вид [22] и схема одной из возможных конструкций

У авиационных ТРД колеса такого типа — составные. Основная часть — радиальная звезда. Это основной диск с радиально расположенными лопатками. Соответственно, угол выхода лопаток  $\beta_{л2} = 90^\circ$ . Колеса — обычно из алюминиевого сплава, лопатки выфрезерованы на поверхности диска. Поток входит в межлопаточные каналы в осевом направлении, т.е. колесо осерадиальное. Структура потока аналогична входу в РК осевого компрессора, поэтому лопатки вращающегося направляющего аппарата должны иметь пространственную форму, обеспечивающую безударный вход потока по всей высоте лопаток. Покрывающий диск отсутствует. Такое рабочее колесо — **полуоткрытое** (мало применяемые открытые колеса не имеют и основного диска). Наружной ограничивающей поверхностью проточной части служит поверхность корпуса. Радиально-осевой зазор между корпусом и торцами лопаток, как и у осевого РК, может быть источником потерь, если зазор большой.

Описываемое рабочее колесо обладает наилучшими механическими свойствами и может применяться при самых высоких окружных скоростях — до 650 м/с и более. Причины:

- отсутствует покрывающий диск, который в поле центробежных сил нагружен больше основного диска;
- соответственно отсутствует проблема его соединения с основным диском;
- радиально расположенные лопатки не создают в поле центробежных сил изгибных напряжений в месте соединения с диском. Одновременно лопатки являются как бы ребрами жесткости для основного диска.

Достоинством РК с углом выхода является большой коэффициент напора  $\psi_T \approx 0,90$ . Вместе с высокой окружной скоростью это позволяет получить очень большое отношение давлений в одной ступени, у первых

ТРД до 5÷6. Опубликованы данные по экспериментальным компрессорам малых ГТД с отношением давлений 14–16 (в одной ступени).

Ниже будет показано, что большие углы выхода лопаток, точнее, высокие коэффициенты теоретического напора, имеют следствием пониженный КПД и приближение границы помпажа к расчетному режиму. Это ограничивает применение подобных РК в промышленных компрессорах. Иногда их применяют в качестве первых ступеней, когда желательно обеспечить высокий напор и расход. Из состава крупных ГТД центробежные компрессора полностью вытеснены осевыми компрессорами. Широкая область применения одноступенчатых компрессоров с колесами типа «радиальная звезда» это малые ГТД и газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания — пример на рис. 1.3.4.

Диапазон применения турбонадува очень широк — от наддува небольших автомобильных двигателей до огромных судовых дизелей. Ряд отечественных агрегатов серии ТКР - ТК включает ЦК с диаметрами рабочих колес 55÷750 мм (при прочих равных условиях мощность ТК пропорциональна кубу диаметра). У особо крупных ДВС диаметр РК компрессора турбонадува может превышать 1 м.

Обычно окружная скорость таких компрессоров лежит в пределах 200÷300 м/с, и только у очень форсированных дизелей достигает 450 м/с. Т.к. окружная скорость относительно невелика, рабочие колеса делают отливкой из алюминиевого сплава целиком. Радиальная звезда и ВрНА здесь единое целое.

**Полуоткрытые РК с углом выхода лопаток меньше 90°.** Если плоские лопатки радиальной звезды наклонить по отношению к радиальному положению, уменьшится выходной угол лопаток  $\beta_{л2}$ . Это способствует повышению КПД и улучшению запаса по помпажу ступени. В более ранних конструкциях радиальные в начальной части лопатки отклоняли в сторону уменьшения  $\beta_{л2}$  в их выходной части — рис. 7.1.8.

По прочности эти РК уступают радиальной звезде, так как не радиальные лопатки создают изгибные напряжения в месте соединения с диском. Такие колеса применяют в современных многовальных промышленных ЦК. Там колеса расположены по одному на концах вала. При этом обеспечение и контроль минимальности зазора на концах лопаток не вызывает больших затруднений. Имеется информация об использовании таких РК в промышленных компрессорах при высокой окружной скорости порядка 420 м/с.



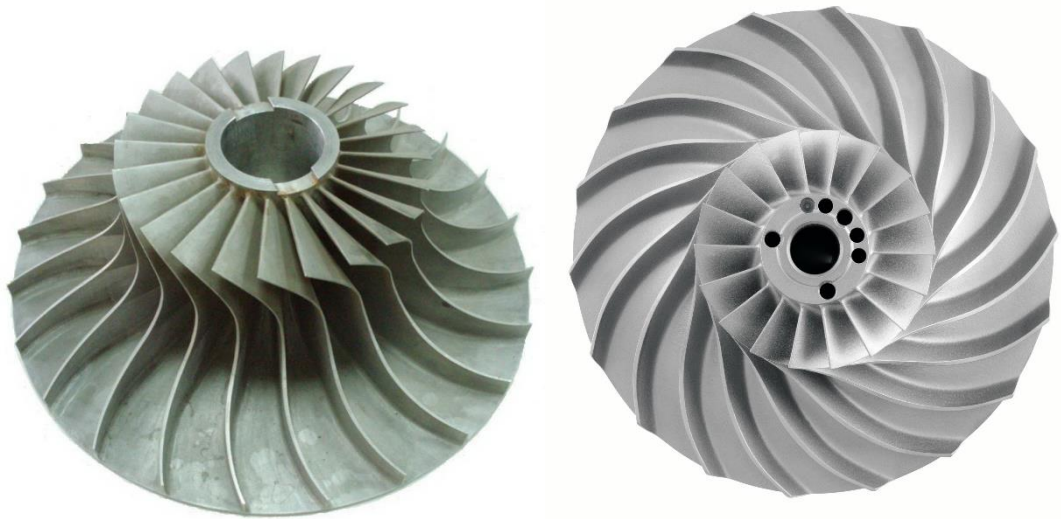


Рис. 7.1.8. Современные осерадиальные рабочие колеса с  $\beta_{1,2} < 90^\circ$ .

Слева – РК одной из модельных ступеней кафедры KBХТ [20],  
справа - РК ряда центробежных компрессоров ZH 4000 - 7000 Atlas Copco

#### **Закрытые осерадиальные РК с пространственными лопатками.**

Нетрудно заметить, что в колесах предыдущего типа поток сначала меняет направление в ВрНА, затем поворачивает из осевого в радиальное направление, затем отклоняется в сторону, противоположную вращению. Современные колеса с пространственными лопатками осуществляют отклонение потока плавно на всем протяжении межлопаточного канала. Такие РК обычно делают с покрывающим диском. На рис. 7.1.9 показан внешний вид РК такого типа и схема его лопаточной решетки — покрывающий диск снят.

Показанное на рис. 7.1.9 рабочее колесо обточено по наружному диаметру после приварки покрывающего диска, поэтому выходные кромки лопаток — тупые.

В данном случае лопатка не разделяется на радиальную цилиндрическую и осевую профилированную части. Она имеет трехмерную форму всей поверхности. Аэродинамически это более сложный, но и наиболее совершенный подход. В большинстве случаев лопатки выфрезеровывают на основном диске на станках с ЧПУ. Широкие колеса сваривают изнутри, а более узкие через прорезы в покрывающих дисках — схема на рис. 7.1.6. В менее ответственных случаях лопатки штампуют и приваривают к основному и покрывающему диску. Эффективности ступени ниже, чем при механической обработке лопаток

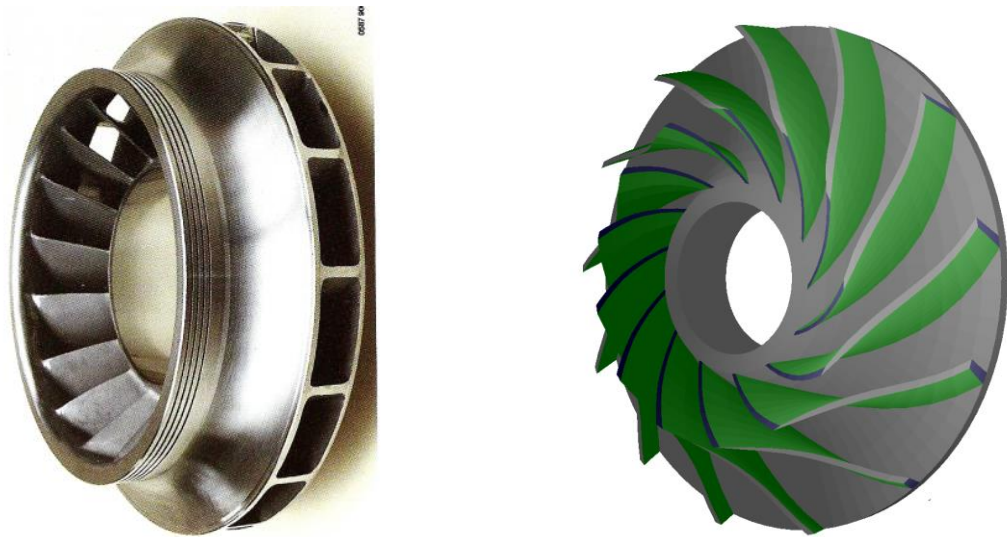


Рис.7.1.9. Внешний вид закрытого осерадиального рабочего колеса с пространственными лопатками и схема его лопаточной решетки (покрывающий диск снят)

Рациональная область применения осерадиальных пространственных РК — высокие коэффициенты расхода. Там их высокая стоимость оправдана.

Традиционные РК на расчетном режиме применяются в диапазоне коэффициентов расхода  $\Phi_{расч} = 0,01 \div 0,085$ . Осерадиальные пространственные РК обеспечивают высокую эффективность при  $\Phi_{расч} = 0,08 \div 0,12$ , но могут применяться и при  $\Phi_{расч} \sim 0,15$ . Окружная скорость может достигать  $320 \div 360$  м/с.

РК типа «радиальная звезда» так же приспособлена для больших расходов  $\Phi_{расч} \leq 0,15$ , но их также применяют при малых расходах в нагнетателях ДВС, где их коэффициент расхода может составлять всего  $0,025$ .

**Связь угла лопаток на выходе из рабочего колеса с коэффициентом напора и реактивностью.** В разделе «Ступень турбокомпрессора» вопрос был рассмотрен применительно к воображаемому РК с бесконечно большим количеством бесконечно тонких лопаток. Разумеется, при бесконечном числе лопаток потери трения были бы бесконечно велики, поэтому имелось в виду движение невязкого газа.

При бесконечном числе лопаток  $z = \infty$  из уравнения напорной характеристики  $\psi_{T_\infty} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}$  следует, что при коэффициенте расхода  $\varphi_{2\max} = \operatorname{tg} \beta_{л2}$  коэффициент напора равен нулю. Угол наклона напорной характеристики к оси ординат при бесконечном числе лопаток равен углу

выхода лопаток  $\gamma_\infty = \beta_{л2}$  (рис. 7.1.10 а), так как  $\operatorname{tg} \gamma_\infty = \frac{\varphi_{2\max} = \operatorname{tg} \beta_{л2}}{\psi_{T_\infty 0} = 1,0} = \operatorname{tg} \beta_{л2}$ .

В реальных рабочих колесах угол выхода потока меньше угла лопаток на величину угла отставания (причины отставания потока от направления лопаток, роль их конечного числа и вязкости рассмотрены в разделе 4):

$$\beta_2 = \beta_{л2} - \Delta\beta. \quad (7.1.1)$$

Как и при бесконечном количестве лопаток, зависимость коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода определяется тригонометрическими соотношениями в выходном треугольнике скоростей:

$$\psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg}\beta_2. \quad (7.1.2)$$

Расчеты показывают, что у «идеальных» рабочих колес с конечным числом лопаток (невязкое обтекание с выполнением условия Жуковского — Чаплыгина) зависимость  $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$  остается линейной. На рис. 7.1.10 а, б, в, г показаны напорные характеристики четырех рабочих колес с разными углами выхода лопаток. Расчет квазитрехмерного невязкого потока выполнен по программе ЗДМ.023 кафедры КВХТ. Рабочие колеса имеют одинаковые размеры входа. Число лопаток и высота лопаток на выходе менялись в соответствии с изложенными ниже принципами профилирования. Форма средней линии лопаток — дуга окружности.

На рис. 7.1.10:

- сплошные линии  $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$ ;
- штриховые линии  $\psi_{T\infty} = f(\varphi_2)$ ;
- штрихпунктирные линии  $\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2 = f(\varphi_2)$ .

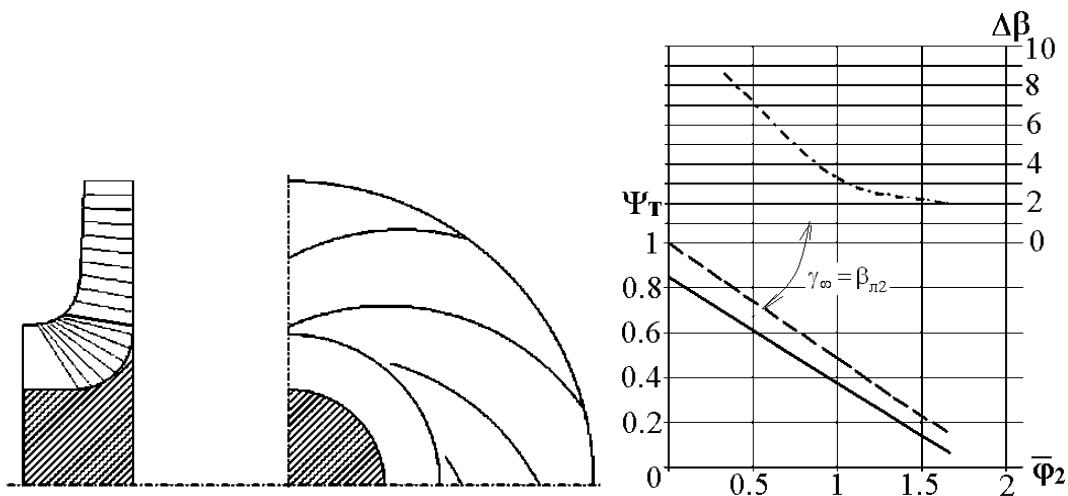


Рис. 7.1.10 а. Схема рабочего колеса с  $\beta_{л2} = 20^\circ$  и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

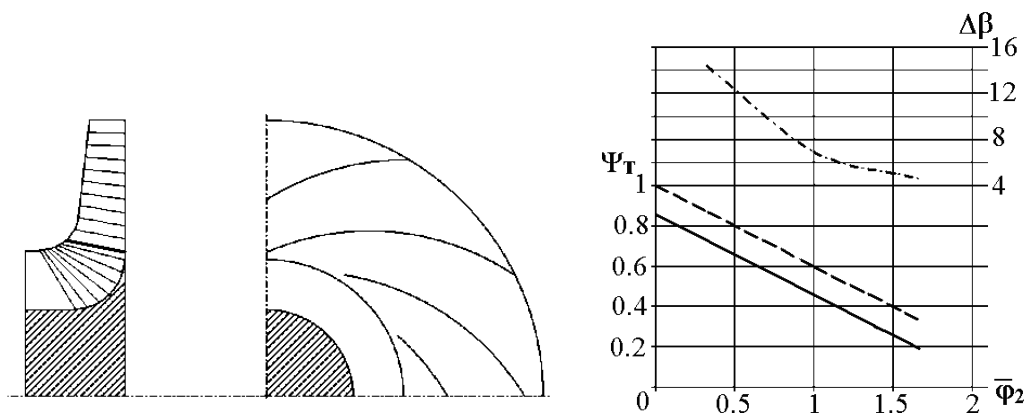


Рис. 7.1.10 б. Схема рабочего колеса с  $\beta_{л2} = 30^\circ$  и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

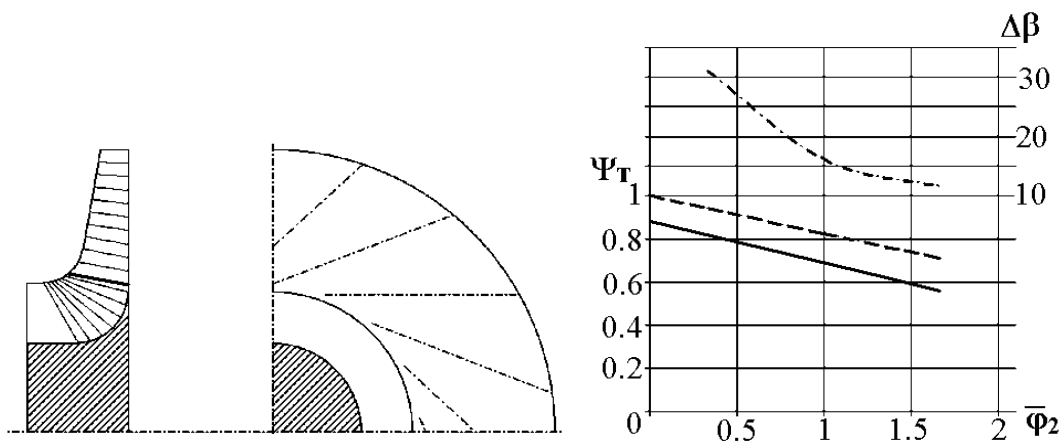


Рис. 7.1.10 в. Схема рабочего колеса с  $\beta_{л2} = 60^\circ$  и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

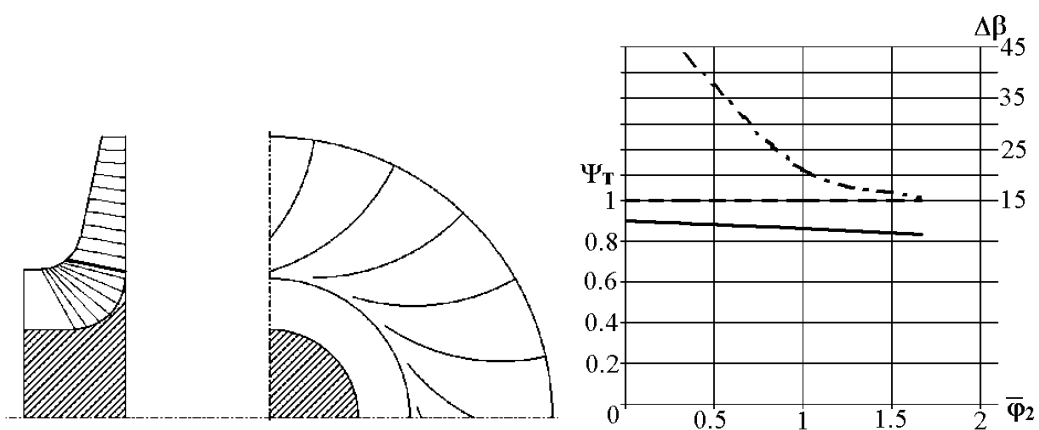


Рис. 7.1.10 г. Схема рабочего колеса с  $\beta_{л2} = 90^\circ$  и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

Результаты расчетов показывают следующее:

- напорная характеристика  $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$  для РК в невязком потоке имеет линейный характер;
- характеристики проходят ниже напорных характеристик тех же РК при бесконечном числе лопаток, что является естественным следствием отставания потока на выходе из РК;
- наклон напорных характеристик по отношению к оси ординат (угол  $\gamma$ ) не равен углу лопаток, как при  $z = \infty$ . В случае самого низконапорного из рассмотренных РК ( $\beta_{л2} = 20^\circ$ ) характеристика проходит более полого, чем при бесконечном числе лопаток —  $\gamma < \gamma_\infty$ . При  $\beta_{л2} = 30^\circ$  наклон характеристик практически одинаковый, с ростом угла выхода различие в наклоне характеристик возрастает. При больших углах выхода лопаток угол наклона характеристики больше, чем при бесконечном числе лопаток  $\gamma > \gamma_\infty$ ;
- максимальное значение коэффициента теоретического напора при нулевом расходе  $\psi_{T0}$  меньше единицы ( $\psi_{T0\infty} = 1,0$  при бесконечном числе лопаток). Для представленных РК эта величина увеличивается от  $\psi_{T0} = 0,85$  до  $0,90$  при увеличении выходного угла  $\beta_{л2}$  от  $20^\circ$  до  $90^\circ$ ;
- линейность напорной характеристики  $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$  в данном случае не свидетельствует о постоянстве угла выхода потока из РК на разных режимах. На рис. 7.1.10 а — г показано, как меняется угол отставания  $\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2$  в зависимости от расхода;
- угол отставания невязкого потока во всех случаях увеличивается при уменьшении расхода.

Напомним, что продувки плоских решеток ОК показывают другую картину. Там угол отставания практически одинаков на всех режимах — до появления развитого срыва при больших положительных углах атаки. У центробежной ступени проявляется специфика круговых вращающихся решеток, в которых важную роль играет относительный вихрь.

В качестве примера на рис. 7.1.11 показаны треугольники скоростей при  $\varphi_2 \geq \varphi_{2p}$  для РК, показанных на рис. 7.1.10 б и 7.1.10 г.

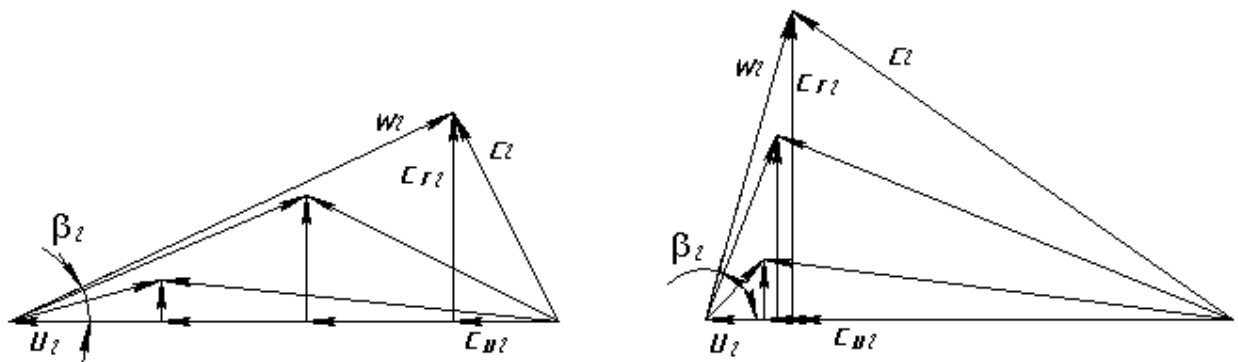


Рис. 7.1.11. Треугольники скоростей рабочего колеса с  $\beta_{л2} = 30^\circ$  (слева) и  $90^\circ$  (справа) при трех коэффициентах расхода. Невязкое обтекание

Как известно, вязкость проявляется, в том числе, и в уменьшении теоретического напора — по сравнению с невязким обтеканием. Главными обстоятельствами, влияющими на уменьшение напора, считается образование низкоэнергетической зоны — следа — на выходе из РК — рис. 7.1.12. Активная часть потока отодвигается в сторону, противоположную вращению, угол выхода активной части потока уменьшается. Одновременно возрастает расходная составляющая скорости. При  $\beta_2 < 90^\circ$  это дополнительно уменьшает теоретический напор ( $c_{u2} = u_2 - c_{r2} \text{ctg} \beta_2$ ).

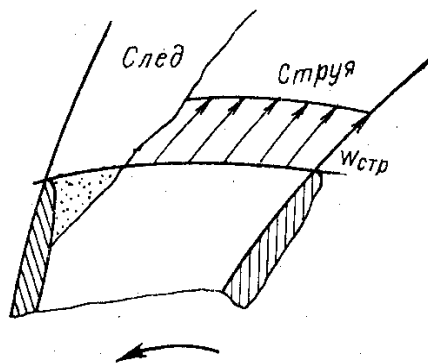


Рис. 7.1.12. Влияние следа на отклоняющую способность лопаточной решетки рабочего колеса. Скорость газа в следе условно принята равной нулю

На рис. 7.1.13 в качестве примера показаны напорные характеристики некоторых модельных ступеней кафедры КВХТ.

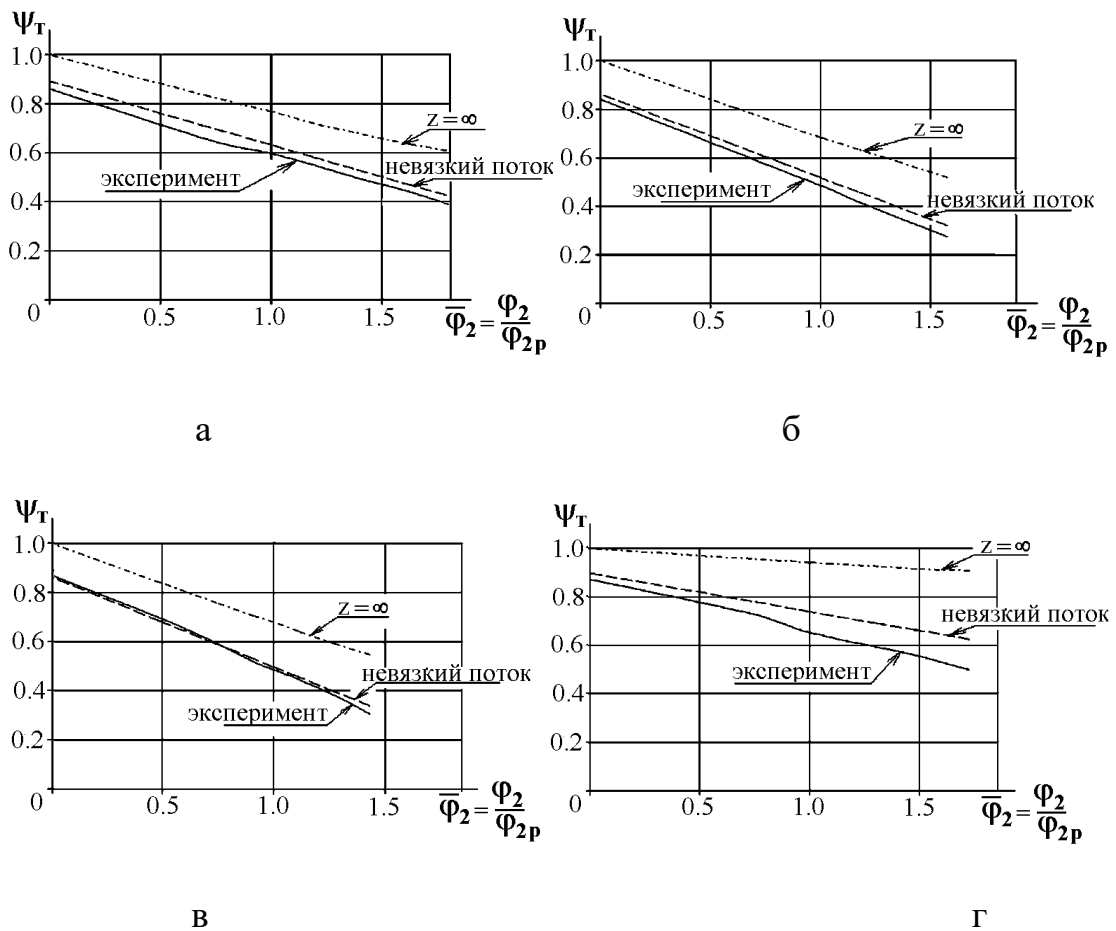


Рис.7.1.13. Напорная характеристика рабочего колеса: а —  $\psi_{T\text{расч}} = 0,55$ ,  $\Phi_{\text{расч}} = 0,028$ ; б —  $\psi_{T\text{расч}} = 0,50$ ,  $\Phi_{\text{расч}} = 0,048$ ; в —  $\psi_{T\text{расч}} = 0,48$ ,  $\Phi_{\text{расч}} = 0,064$ ; г —  $\psi_{T\text{расч}} = 0,70$ ,  $\Phi_{\text{расч}} = 0,070$

В показанных и других известных случаях реальные напорные характеристики меняются по закону, близкому к линейному, хотя и идут ниже напорных характеристик этих РК при невязком обтекании. На напор реальных РК влияет ряд факторов — форма средней линии лопаток в радиальной плоскости, форма выходных кромок (тупые, заостренные), даже тип диффузора — лопаточный, безлопаточный. Эти факторы играют заметную, но в целом вторичную роль.

Общая закономерность заключается в том, что аэродинамически более совершенные РК имеют характеристики  $\psi_T = f(\varphi_2)$  более близкие к рассчитанным при невязком обтекании. Тут следует отметить роль выходного угла лопаток с учетом его влияния на коэффициент теоретического напора. Очевидно, чем больше  $\beta_{л2}$  и сопутствующее ему более высокое значение  $\psi_{T\text{расч}}$ , тем вероятнее возникновение низкоэнергетической зоны — следа на задней поверхности лопаток. Понятно, что при небольшом отклонении потока лопатками в РК на рис. 7.1.10 а, б возникновение следа менее вероятно, чем в РК с  $\beta_{л2} = 90^\circ$  — рис. 7.1.10 г.

Как и в случае невязкого обтекания, с ростом  $\psi_{T_{расч}}$  увеличивается крутизна действительной напорной характеристики по отношению к характеристике с бесконечным числом лопаток.

Схожесть действительных напорных характеристик с характеристиками при бесконечном числе лопаток позволяет подтвердить общий вывод, сделанный на основании анализа последних в разделе «Ступень турбокомпрессора»:

– при прочих равных условиях большим выходным углам лопаток соответствуют большие коэффициенты теоретического напора, в том числе на расчетном режиме ( $\psi_{T_{расч}}$ );

– чем меньше коэффициент теоретического напора  $\psi_{T_{расч}}$ , тем круче проходит напорная характеристика. Угол наклона характеристики к оси ординат:

$$\gamma = \arctg \frac{\Phi_{2_{расч}}}{\Psi_{T0} - \psi_{T_{расч}}}; \quad (7.1.3)$$

– соотношение между степенью реактивности и коэффициентом теоретического напора такое же, как и при бесконечном числе лопаток. При условии равенства расходных скоростей на входе и выходе РК:

$$\Omega = \frac{h_{p_{РК}}}{h_T} = 1 - 0,5\psi_T, \quad (7.1.4)$$

т.е. чем выше коэффициент теоретического напора на расчетном режиме (больше выходной угол лопаток), тем меньше степень реактивности.

**Влияние расчетного коэффициента напора (выходного угла лопаток) на КПД ступени.** Применив принцип суммирования потерь напора в элементах ступени, и заменив напоры через соответствующие безразмерные коэффициенты, получим следующее соотношение для потери КПД в рабочем колесе и в неподвижных элементах ступени\*:

$$h_{вст} = h_{w_{РК}} + h_{w_{НЭ}}, \quad \eta_w = \frac{h_T - h_{w_{РК}} - h_{w_{НЭ}}}{h_T} = 1 - \Delta\eta_{РК} - \Delta\eta_{НЭ}, \text{ где}$$

$$\Delta\eta_{РК} = 0,5 \frac{\zeta_{РК}}{\psi_T} \left( \frac{w_1}{u_2} \right)^2, \quad \Delta\eta_{НЭ} = 0,5 \frac{\zeta_{НЭ}}{\psi_T} \left( \frac{c_2}{u_2} \right)^2. \quad (7.1.5)$$

---

\* Ради наглядности анализа в этом разделе рассматриваются только потери напора в собственно проточной части, характеризуемые гидравлическим КПД. Так называемые внешние, они же щелевые потери, рассмотрены ниже. Они практически не влияют на результаты анализа.



При формальном рассмотрении формулы для потери КПД в рабочем колесе, следует вывод о положительном влиянии больших значений  $\psi_{\text{Трасч}}$  на эффективность. К сожалению, сильное отклонение потока лопатками в РК с высокими значениями коэффициента напора, и значительное замедление потока ведут к развитию следа с ростом вихревых потерь. На рис. 7.1.14 сопоставлены диаграммы поверхностных скоростей низконапорного и высоконапорного РК (РК по рис. 7.1.10 б и 7.1.10 г). В результате неизбежности значительного среднего замедления  $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1}$

снижения скорости вдоль задней поверхности лопаток  $\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{\text{max}}}$  у высоконапорных РК коэффициенты потерь значительно больше, а КПД — ниже.

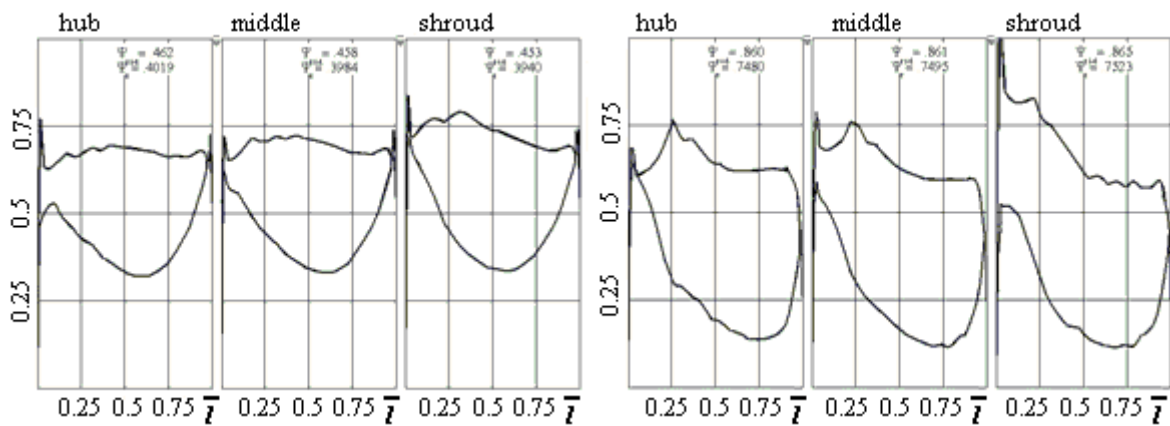


Рис. 7.1.14. Сопоставление диаграмм поверхностных скоростей на трех поверхностях тока рабочих колес с  $\beta_{л2} = 30^\circ$  и  $90^\circ$

С учетом того, что квадрат безразмерной скорости на выходе из РК — входе в НЭ равен  $\bar{c}^2 = \left( \frac{c_u^2 + c_r^2}{u_2^2} \right) = \psi_T^2 + \varphi_2^2$ , а связь между компонентами скорости можно установить через угол потока  $\varphi_2 = \psi_T \text{tg} \alpha_2$  на выходе из РК, потеря КПД в неподвижных элементах предстанет в виде:

$$\Delta \eta_{\text{НЭ}} = 0,5 \zeta_{\text{НЭ}} \psi_T (1 + \text{tg}^2 \alpha_2), \quad (7.1.6)$$

то есть, потеря КПД в неподвижных элементах ступени больше при большем коэффициенте теоретического напора.

Таким образом, при прочих равных условиях (одинаковые критерии подобия, одинаковые конструктивные ограничения, равное совершенство

приемов проектирования) наибольший КПД может быть получен в ступенях с низконапорными РК.

В промышленных ЦК чаще применяют низконапорные и средненапорные РК с  $\psi_{\text{Трасч}} = 0,42 \div 0,60$ . У транспортных ЦК популярны РК типа «радиальная звезда» с углом выхода лопаток  $90^\circ$ . В зависимости от конкретной формы проточной части у таких РК  $\psi_{\text{Трасч}} = 0,82 \div 0,92$  (меньшие значения у маленьких рабочих колес с малым числом лопаток). Осерадиальные РК с  $\beta_{л2} < 90^\circ$  имеют, соответственно, меньший коэффициент напора.

На рис. 7.1.15 показана типичная зависимость достижимого максимального КПД ступени от расчетного коэффициента напора по опыту проектирования.

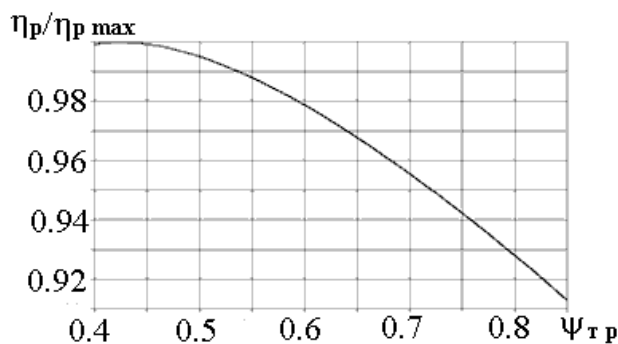


Рис. 7.1.15. Зависимость  $\eta_{\text{расч}}/\eta_{\text{расч max}} = f(\psi_{\text{Трасч}})$  в соответствии с опытом проектирования модельных ступеней и с расчетами Методом универсального моделирования (закрытые рабочие колеса с цилиндрическими лопатками)

**Влияние расчетного коэффициента напора (выходного угла лопаток) на форму характеристики полезного напора.** Итак, напорные характеристики реальных ступеней  $\psi_{\text{Т}} = f(\varphi_2)$  практически линейны и направлены в точку  $\psi_{\text{Т0}} \approx 0,85 \div 0,90$  (при нулевом расходе). Крутизна напорных характеристик тем больше, чем меньше коэффициент теоретического напора на расчетном режиме. Приблизительно соответствует действительности изменение коэффициента теоретического напора от расхода, показанное на рис. 7.1.16 (обобщение результатов испытания модельных ступеней кафедры КВХТ).

Известно, что на расчетном расходе имеет место наиболее благоприятное обтекание лопаток колес и неподвижных элементов, так как поток поступает в межлопаточные каналы в направлении входных кромок лопаток. При расходе меньше расчетного поток направлен под меньшим углом и вынужден резко поворачивать при взаимодействии с входными кромками лопаток, что приводит к появлению так называемых ударных потерь. То же происходит и при расходе больше расчетного. При  $\Phi > \Phi_{расч}$  снижение КПД происходит так же из-за роста скоростей и снижения коэффициента теоретического напора.

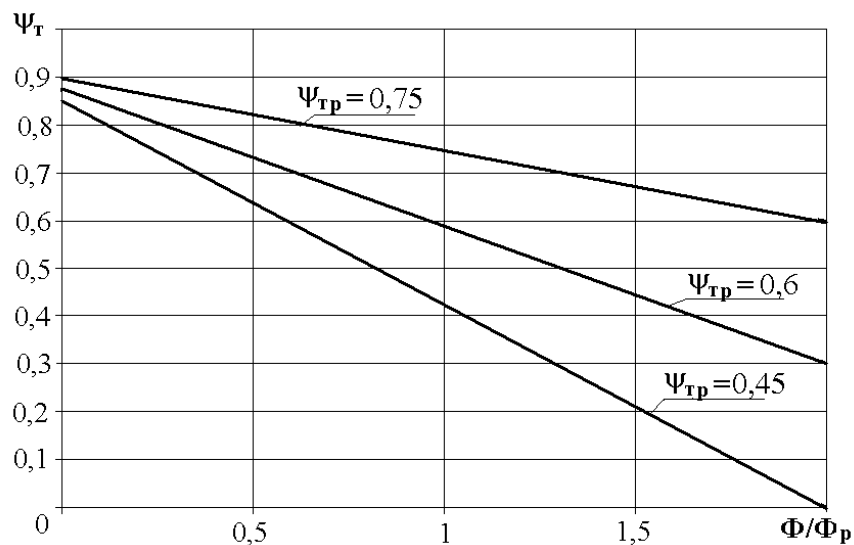


Рис. 7.1.16. Примерная зависимость  $\psi_T = f(\Phi/\Phi_{расч})$  при разных  $\psi_{Tрасч}$

Устойчивую работу ступени ограничивает расход, при котором развивается максимальное отношение давлений. Отношение давлений связано с подводимой к газу механической работой и с эффективностью ее преобразования — КПД. Напомним соответствующие соотношения:

Механическая работа, необходимая для создания заданного отношения давлений и перемещения газа в область повышенного давления:

$$h_T = \frac{h_p}{\eta_z} = \frac{k}{k-1} RT_H \left( \pi^{\frac{k}{k-1} \eta_z} - 1 \right).$$

Откуда:

$$\pi = \left(1 + (k - 1)\psi_T M_u^2\right)^{\frac{k}{k-1} \eta_c}. \quad (7.1.7)$$

Если рассматривать протекание характеристики  $\pi = f(\varphi_2)$  от предельно большого расхода в направлении расчетного режима с максимальным КПД, то будет виден быстрый рост отношения давлений, так как эффект от роста коэффициента напора усиливается ростом КПД. При расходе меньше расчетного рост отношения давлений замедляется, так как эффект от роста коэффициента напора ослабляется снижением КПД. Понятно, что чем круче напорная характеристика, тем дальше от расчетной точки будет достигнута граница помпажа.

Сказанное иллюстрируют расчетные характеристики трех ступеней, отличающихся только расчетным коэффициентом напора РК, а именно  $\psi_{T\text{расч}} = 0,45, 0,65$  и  $0,82$  — рис. 7.1.17 а, б, в ( расчет по программе «ОРТИМ» Методом универсального моделирования). Отношение  $\Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{расч}}$  — «запас по помпажу» характеризует способность ЦБН работать при расходах, меньше расчетного. Чем меньше значение  $\Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{расч}}$ , тем эффективнее эксплуатация ЦБН на нерасчетных режимах с расходом меньше расчетного. Для сопоставляемых на рис. 7.1.17 ступеней режим максимального КПД считается расчетным режимом, т.е.  $\Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{расч}} = \Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{опт}}$ .

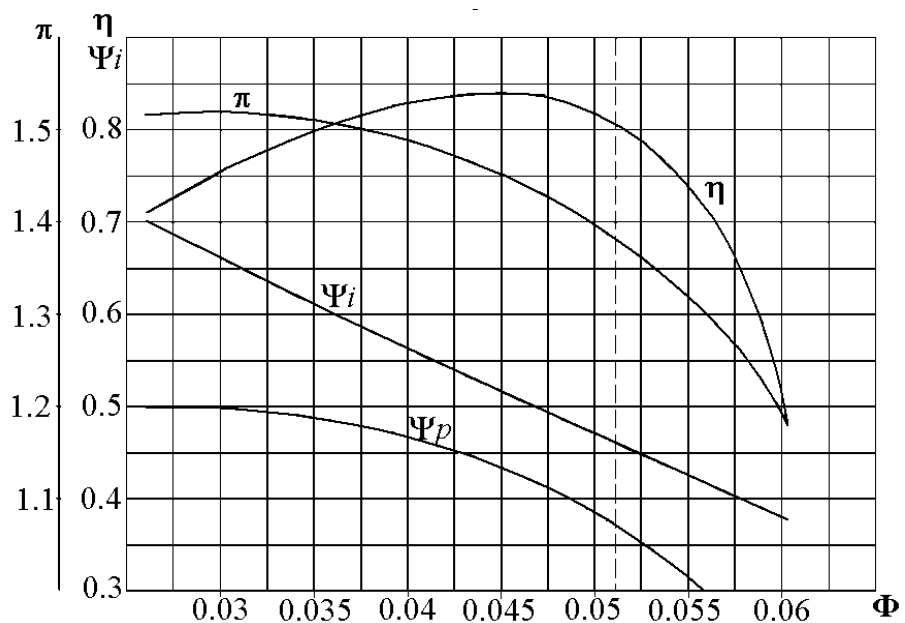


Рис. 7.1.17 а. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования,  $M_u = 0,80$ . Низконапорное рабочее колесо с  $\psi_{T \text{ расч}} = 0,45$

Из-за более крутой напорной характеристики у низконапорного РК с  $\psi_{T \text{ расч}} = 0,45$  «запас по помпажу» равен примерно 0,65, против примерно 0,80 у средненапорной ступени. В первом случае ступень может работать при расходе на 35% меньше оптимального, а во втором случае только на 20%.

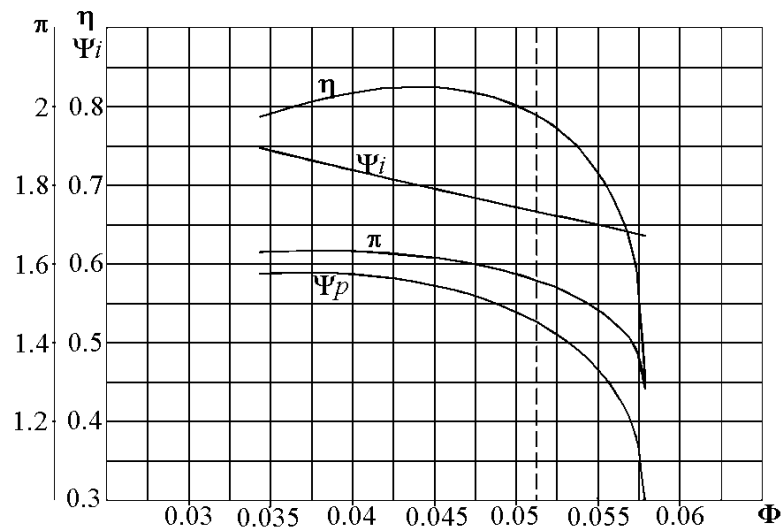


Рис. 7.1.17 б. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования,  $M_u = 0,80$ . Средненапорное рабочее колесо с  $\psi_{T \text{ расч}} = 0,65$

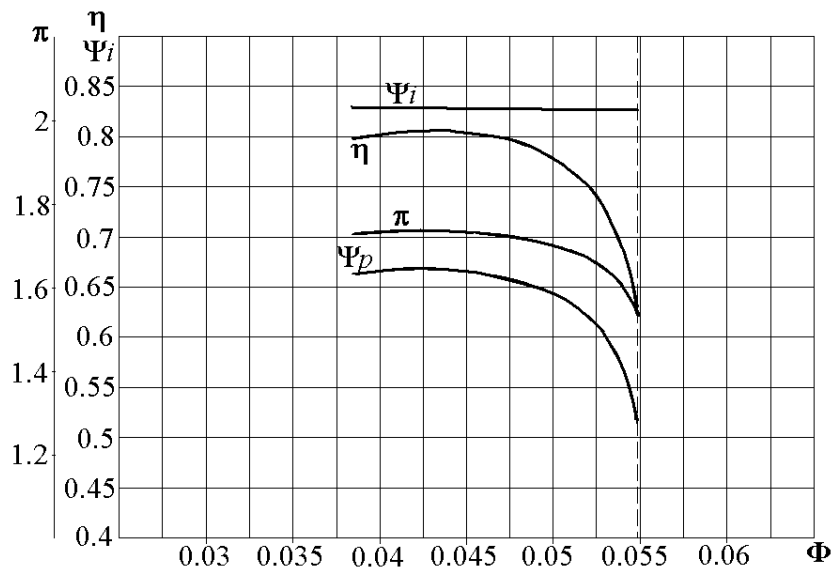


Рис. 7.1.17 в. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования,  $M_u = 0,80$ . Высоконапорное рабочее колесо с  $\psi_{T\text{расч}} = 0,82$

Что касается высоконапорного РК, то у него практически горизонтальная напорная характеристика. При этом отношение давлений начинает снижаться сразу же после оптимальной производительности. То есть, в данном случае граница помпажа совпадает с оптимальным расходом. При использовании высоконапорных ступеней расчетную точку при проектировании компрессора приходится выбирать при расходе больше оптимального. Например, если для ступени на рис. 7.1.17, в выбрать расчетный режим при  $\Phi_{\text{расч}} = 0,0485$ , то получим запас по помпажу примерно 0,89 и снижение КПД в расчетной точке примерно на 2% по сравнению с (и без того пониженным) максимальным КПД.

Безусловно, при прочих равных условиях ступени с высоконапорными РК развивают более высокое отношение давлений. Рассмотренные ступени при  $M_u = 0,80$  в расчетной точке развивают отношение давлений примерно 1,45, 1,61 и 1,7, соответственно.

Как будет показано ниже, применение безлопаточных диффузоров способствует расширению устойчивой зоны работы. Низконапорные модельные ступени кафедры КВХТ СПбГПУ при малых  $M_u \approx 0,55 \div 0,60$  имеют запас по помпажу  $0,40 \div 0,45$ , т.е. могут устойчиво работать при производительности до 60% меньше расчетной. Но в любом случае запас по помпажу тем хуже, чем больше расчетный коэффициент напора РК.

Приближенная количественная оценка влияния расчетного коэффициента напора  $\psi_{T \text{ расч}}$  на запас по помпажу, и на соотношение между коэффициентом политропного напора  $\psi_p$  на границе помпажа и в расчетной точке представлена в виде графиков на рис. 7.1.18.

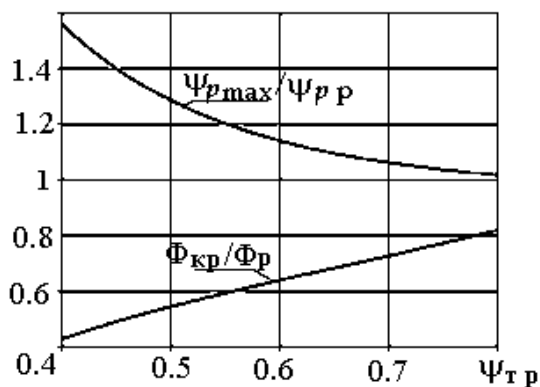


Рис. 7.1.18. Зависимость запаса по помпажу  $\Phi_{\text{кр}} / \Phi_{\text{расч}}$  и отношения максимального коэффициента политропного напора к расчетному  $\psi_{p \text{ max}} / \psi_{p \text{ расч}}$  в зависимости от коэффициента напора рабочего колеса  $\psi_{T \text{ расч}}$

На конкретные результаты влияет так же уровень чисел Маха в проточной части, тип диффузора (ЛД или БЛД) и ряд особенностей профилирования. Так что данные на рис. 7.1.18 следует рассматривать только как демонстрацию тенденции.

Итак, чем более крутая напорная характеристика, тем шире зона работы влево от расчетной точки. Это важно для промышленных компрессоров. Для транспортных машин большое значение имеет возможность обеспечить производительность больше расчетной, при приемлемом отношении давлений. При горизонтальной напорной характеристике максимальный расход «идеального» компрессора не ограничен. В принципе такая напорная характеристика может быть предпочтительнее. У реальной ступени нужно так спроектировать проточную часть, чтобы минимизировать потери при больших расходах (отрицательных углах атаки). Например, при умеренных числах Маха в этом отношении предпочтительнее безлопаточные диффузоры.

## 7.2. ВНЕШНИЕ (ЩЕЛЕВЫЕ) ПОТЕРИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ

**Потери дискового трения.** Закрытое центробежное рабочее колесо расположено в пространстве, ограниченном стенками корпуса — рис. 7.2.1.

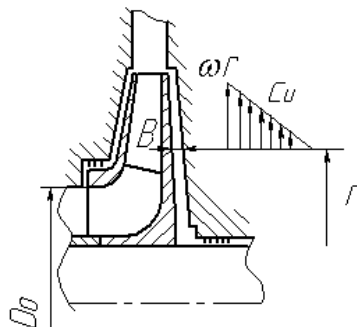


Рис. 7.2.1. Изменение окружной составляющей скорости в узком зазоре между диском рабочего колеса и стенкой диафрагмы

Газовые частицы, находящиеся на поверхности корпуса неподвижны, а частицы, расположенные на диске РК вращаются со скоростью  $u = \omega r$ . Считается, что при небольшой величине зазора окружная составляющая скорости меняется практически линейно по ширине зазора. Касательное напряжение на поверхности диска равно  $\tau = \mu \frac{\partial c_u}{\partial b} \approx \mu \frac{u}{B} = \mu \frac{\omega}{B/r}$ .

Возникающая на поверхности диска сила трения создает момент трения, препятствующий вращению диска. Для ее преодоления необходима дополнительная мощность двигателя:

$$N_{\text{тд}} = \omega M_{\text{тд}}, \quad M_{\text{тд}} = \int_{r_1}^{r_2} \tau \times 2\pi r \, dr \times r. \quad (7.2.1)$$

Передаваемая газу мощность трения основного и покрывающего дисков преобразуется в тепло. Это потерянная мощность. Если пренебречь наличием радиального течения в зазорах из-за протечек в лабиринтных уплотнениях вала и покрывающего диска, то для расчета мощности трения можно воспользоваться экспериментальными данными Цумбуша, которые цитируются в [17] и [18]. Им измерялся момент трения диска, вращающегося в закрытом корпусе — рис. 7.2.2. Момент можно измерить с помощью торсиометра, расположенного между двигателем и валом диска. Другой способ — сделать корпус качающимся на подшипниках, как показано на рис. 7.2.2. По принципу равенства действия — противодействия момент на корпусе равен моменту трения диска, и может быть измерен уравновешиванием качающегося корпуса.



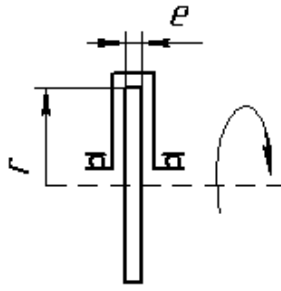


Рис. 7.2.2. Схема установки для измерения момента трения диска

Экспериментальные данные обобщены с помощью безразмерного коэффициента трения, зависимости которого от определяющих параметров представлены на рис. 7.2.3.

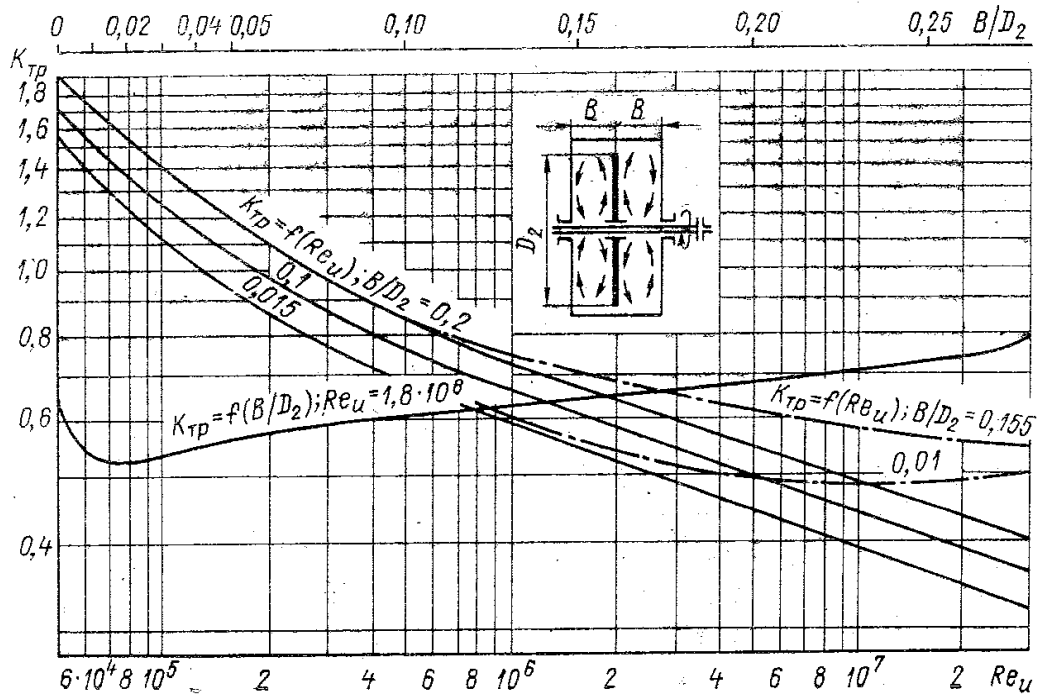


Рис. 7.2.3. Зависимость коэффициента трения диска  $k_{TP}$  от критерия Рейнольдса  $Re_u$ , шероховатости и зазора между диском и корпусом: сплошные линии — гладкие; штрихпунктирные — шероховатые диски [17]

При выводе расчетной формулы касательное напряжение принималось пропорциональным кинетической энергии вращения диска на рассматриваемом радиусе ( $u = \omega r$ ):

$$\tau = \lambda_1 \rho \frac{u^2}{2}. \quad (7.2.2)$$

Введение безразмерного эмпирического коэффициента  $\lambda_1$ , который предполагается одинаковым по всей поверхности диска, позволяет отказаться от расчета вязкого течения в зазоре (подстрочный индекс «1» введен для различия с коэффициентом трения в трубах — экспериментальные данные Никурадзе и Муди).

С учетом соотношения (7.2.2) мощность и моменты трения на радиальной поверхности и цилиндрическом торце диска равны:

$$\begin{aligned} N_{\text{тд}} = \omega M_{\text{тд}} &= \omega^3 \int_{r_0}^{r_2} \lambda_1 \rho \frac{r^2}{2} 2\pi r dr \cdot r + \lambda_1 \rho \frac{r_2^2}{2} 2\pi r_2 e r_2 = \\ &= \pi \lambda_1 \rho_2 \omega^3 \left( \frac{1}{5} (r_2^5 - r_0^5) + r_2^4 e \right) = \frac{\pi}{20} \lambda_1 \rho_2 u_2^3 D_2^2 (1 - \bar{D}_0^5 + 10\bar{e}) \end{aligned} \quad (7.2.3)$$

где  $e$  — ширина кольцевого участка на периферии диска;  $D_0$  — диаметр входа в РК,  $\rho = \rho_2$  - изменение плотности газа в зазоре считается пренебрежимо малым.

В соответствии с полученной формулой, мощность трения дисков пропорциональна третьей степени окружной скорости, квадрату наружного диаметра диска, первой степени плотности газа и коэффициента трения. Понятно, что мощность дискового трения прибавляется к мощности  $N_T$ , передаваемой газу лопатками РК.

При использовании формулы (7.2.3) в расчетах ступени принято использовать безразмерный коэффициент дискового трения:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тд}}}{N_T} \quad (7.2.4)$$

Обычная величина относительного диаметра входа в РК лежит в пределах  $\bar{D}_0 \approx 0,55 \div 0,65$ . Это значение в пятой степени оказывает небольшое влияние на результат расчетов, поэтому в [17] рекомендуется опускать этот параметр в формуле (7.2.3). Там же потери трения на цилиндрических поверхностях оцениваются в 10% от потерь на радиальных поверхностях. С учетом этого мощность трения обоих дисков РК:

$$N_{\text{тд}} = 0,11\pi \lambda_1 \rho_2 u_2^3 D_2^2 \quad (7.2.5)$$

Мощность, передаваемая газу лопатками РК ( $\bar{m} = \rho_2 \pi D_2 b_2 \varphi_2 u_2$ ):

$$N_T = h_T \bar{m} = \psi_T u_2^2 \varphi_2 u_2 \pi D_2 b_2 \rho_2 \quad (7.2.6)$$

Коэффициент дискового трения в соответствии с этими формулами:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,11\pi\lambda_1\rho_2u_2^3D_2^2}{\psi_{\text{T}}u_2^2\varphi_2u_2\pi D_2b_2\rho_2} = \frac{0,11\lambda_1}{\psi_{\text{T}}\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}. \quad (7.2.7)$$

Вернемся к рассмотрению экспериментальных данных Цумбуша на рис. 7.2.3. На этих графиках коэффициент трения представлен в виде  $k_{\text{тр}} = \pi\lambda_1 \cdot 10^2$ . Тогда предыдущая формула предстанет в виде:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,11k_{\text{тр}}}{100\pi\psi_{\text{T}}\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}. \quad (7.2.8 \text{ а})$$

Согласно рис. 7.2.3 на величину коэффициента трения влияют относительная величина осевого зазора  $B/D_2$ , значение критерия Рейнольдса  $Re_u$  и шероховатость поверхностей. Формально по соотношению  $\tau \approx \mu \cdot \frac{\omega}{B/r}$  расширение зазора уменьшает потери, снижая градиент  $\frac{\partial c_u}{\partial B}$ . Однако в широком зазоре газ теряет устойчивость в радиальном направлении. Радиальная циркуляция газа под действием центробежной силы закрученного потока увеличивает потери трения дисков. Оптимальной относительной шириной считается  $B/D_2 \approx 0,015 \div 0,020$ . Такой зазор к тому же является достаточным и для того, чтобы при неисправности подшипников («осевой сдвиг») диски РК не коснулись корпуса.

Зависимость  $k_{\text{тр}} = f(Re_u)$  при оптимальном  $B/D_2$  — это нижняя кривая на рис. 7.2.3. Для крупных промышленных ЦК характерны  $Re_u \geq 5 \cdot 10^6$ . При таких числах Рейнольдса и принятой технологии изготовления поверхности дисков РК следует считать шероховатыми, что соответствует  $k_{\text{тр}} = 0,49$ . Для таких типичных условий формула (7.2.8 а) предстанет в виде [17]:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,172}{1000\psi_{\text{T}}\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}. \quad (7.2.8 \text{ б})$$

В этой формуле безразмерный расход ступени представляет произведение  $\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}$  (коэффициент расхода  $\varphi_2 = \frac{\bar{m}}{\rho_2\pi b_2 D_2 u_2}$  — без учета стеснения потока лопатками).

В методике анализа и проектирования кафедры КВХТ считается предпочтительным использовать условный коэффициент расхода  $\Phi$ , который связан с произведением  $\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}$  уравнением неразрывности

$\bar{m} = \Phi u_2 \frac{\pi}{4} D_2^2 \rho_0^* = \varphi_2 u_2 \pi D_2^2 b_2 \rho_2$ , откуда  $\Phi = 4 \varepsilon_2 \varphi_2 \frac{b_2}{D_2}$ , где  $\varepsilon_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0^*}$  — коэффициент сжимаемости.

С учетом этого формула (7.2.8 б) предстанет в виде:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,688 \varepsilon_2}{1000 \psi_T \Phi}. \quad (7.2.8 \text{ в})$$

Действительный процесс течения в зазорах отличается от рассмотренной упрощенной схемы. На рис. 7.2.4 а, б показано распределение окружной и радиальной составляющей скоростей  $c_u = f(b, r)$ ,  $c_r = f(b, r)$  в зазоре «покрывающий диск — корпус» для одной из модельных ступеней кафедры КВХТ по данным расчета вязкого пространственного потока (программа CFX). Даже при небольшой ширине зазора зависимость  $c_u = f(b, r)$  далека от линейной. Это отличие от упрощенного предположения, сделанного выше, связано с наличием радиального течения, в том числе из-за протечек газа в лабиринтных уплотнениях вала и покрывающего диска. Последнее обстоятельство не учитывалось в опытах с диском, вращающимся в закрытом корпусе.

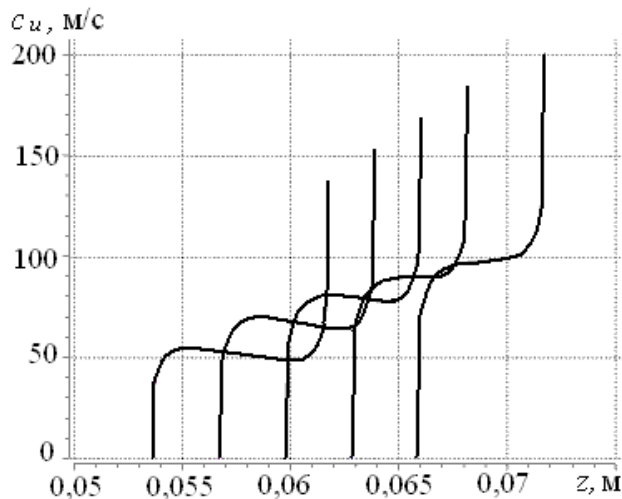


Рис. 7.2.4 а. Зависимость  $c_u = f(b, r)$  в зазоре «покрывающий диск — корпус» на разных радиусах (графики, соответствующие большему радиусу, расположены правее). Относительный зазор  $b/D_2 \approx 0,01$

Поток в зазоре можно разделить на ядро с практически постоянной величиной  $c_u = f(b) \approx \text{const}$  и на пограничные слои с большими градиентами скорости у поверхностей покрывающего диска и корпуса.

Графики для радиальной составляющей скорости  $c_r = f(b, r)$  показывают, что вблизи поверхности порывающего диска поток направлен от центра к периферии. Это связано воздействием центростремительного ускорения, уравновешенного градиентом давления  $\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}$ . У поверхности корпуса поток движется к центру от периферии,  $c_r < 0$ . Площадь эпюры скоростей с отрицательной скоростью больше, чем с положительной скоростью. Это показывает, что на циркуляционное течение из-за отсутствия радиального равновесия накладывается поток протечек в лабиринтном уплотнении. Линии тока радиального течения в зазоре «покрывающий диск — корпус» по данным расчета вязкого потока показаны на рис. 7.2.5. Для наглядности приведены данные по зазору вдвое более широкому, чем обычно рекомендуемый с  $b/D_2 \approx 0,01$ .

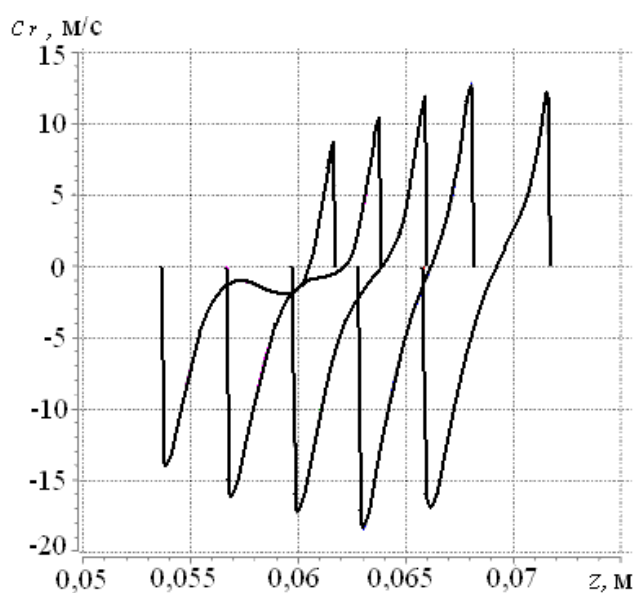


Рис. 7.2.4 б. Распределение радиальной составляющей скорости по ширине зазора «покрывающий диск — корпус» на разных радиусах (графики, соответствующие большим радиусам, расположены правее).

Относительный зазор  $b/D_2 \approx 0,01$

Влияние радиального потока на потери трения дисков заключается в следующем. Газ, поступающий в зазор у основного диска после ОНА, не имеет закрутки, но приобретает ее, выходя из зазора в безлопаточный диффузор. Схематизируя процесс можно сказать, что к мощности трения по

формуле (7.2.6) добавляется теоретическая мощность, сообщаемая протекающему газу:

$$N_{\text{Тод}} = \bar{m}_{\text{прот}} c_{u2\text{од}} u_2, \quad (7.2.9)$$

где  $c_{u2\text{од}}$  — закрутка, приобретаемая протекающим газом в зазоре.

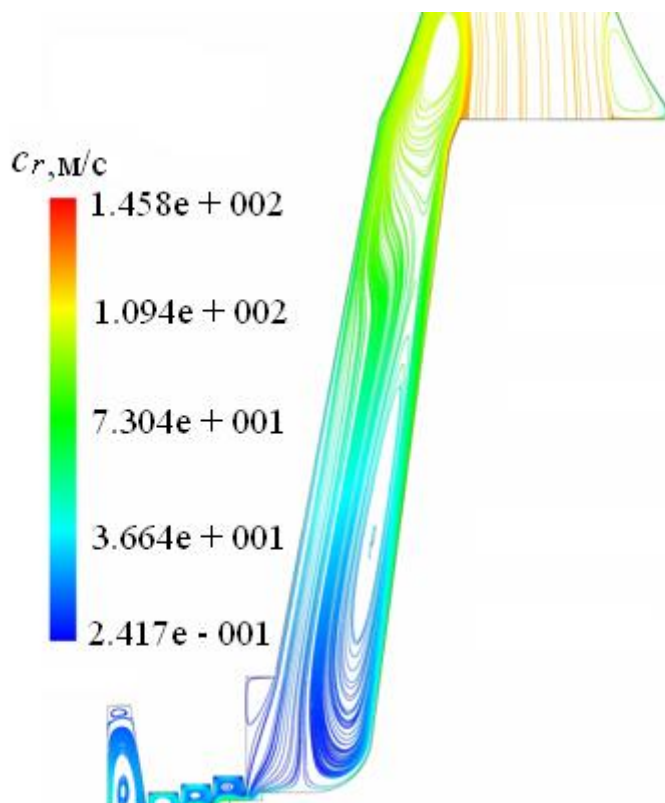


Рис. 7.2.5. Картина радиальных течений в зазоре при относительной ширине  $b/D_2 \approx 0,02$

В этом случае поверхность основного диска действует как центробежный компрессор, только закрутка газа создается не вращающимися лопатками за счет аэродинамической силы (нагрузка лопаток), а трением о поверхность вращающегося диска. Понятно, что КПД такого процесса мал, и мощность по уравнению (7.2.9) относят к потерянной мощности. По оценке автора [17] радиальное течение от центра к периферии увеличивает потери трения диска на 10÷20% по сравнению с формулой (7.2.6) — чем больше протечка, тем больше потерянная мощность.

При течении от периферии к центру в зазоре «покрывающий диск — корпус» газ поступает в зазор с закруткой  $c_{u2}$ , полученной в рабочем колесе. Если бы газ был вязким, то при движении к центру закрутка увеличивалась

бы по закону постоянства циркуляции, вытекающего из уравнения теоремы моментов:

$$d(\bar{m}_{\text{пр}} c_u r) = dM_z = 0, \quad c_u = c_{u2} \frac{r_2}{r} \quad (7.2.10)$$

В таком случае при движении к центру окружная составляющая быстро обогнала бы скорость вращения РК. Схема течения невязкого газа в зазоре при течении от периферии показана на рис. 7.2.6.

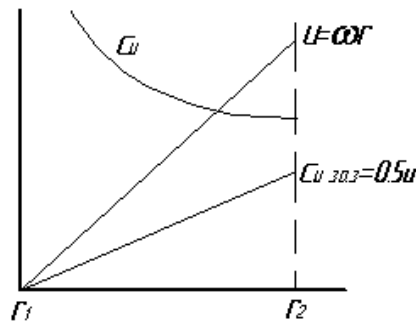


Рис. 7.2.6. Схема течения невязкого газа в зазоре «рабочее колесо — корпус» при движении от периферии к центру

Нетрудно показать, что скорость вращения невязкого газа в зазоре станет больше скорости вращения РК при условии:

$$r < r_2 \sqrt{\psi_T}. \quad (7.2.11)$$

На меньшем радиусе поток в зазоре вращается быстрее, чем РК. В этом случае при наличии вязкости уже не поверхность диска сообщает газу механическую работу, а наоборот, газ отдает обратно на вал механическую работу, сообщенную ему лопатками РК.

В любом случае, благодаря начальной закрутке  $c_{u2}$  поток в зазоре «корпус — покрывающий диск» вращается быстрее  $0,5u$ , с которой газ вращается при отсутствии радиального течения. При достаточно большой протечке в лабиринтном уплотнении вязкий газ может вращаться в зазоре со скоростью большей скорости вращения РК. В [19] вопрос численно исследован на основании уравнения теоремы об изменении количества движения в предположении об одинаковости коэффициента трения  $\lambda_1$  по

поверхности дисков. Характер изменения  $\bar{c}_u = \frac{c_u}{u_2} = f\left(\frac{r}{r_2}\right)$  при  $\bar{c}_{u2} = \psi_T = 0,6$  показан на рис. 7.2.7.

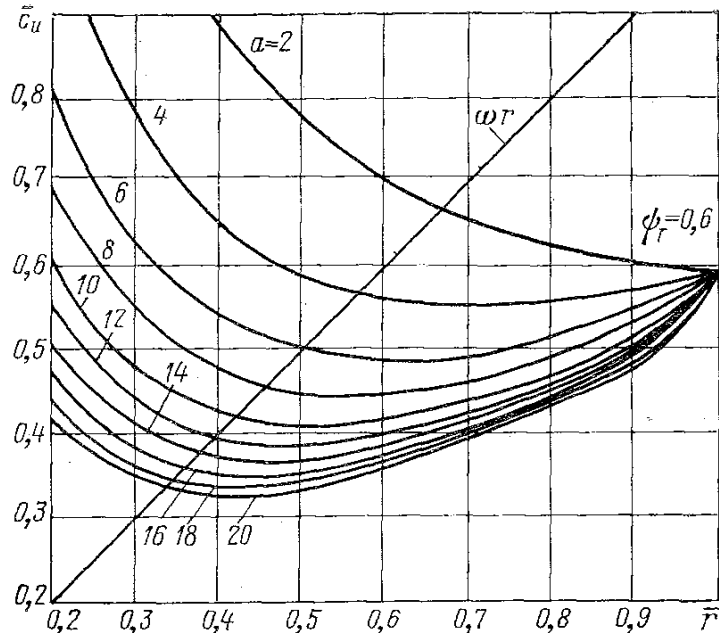


Рис. 7.2.7. Изменение окружной составляющей скорости в зазоре «рабочее колесо — корпус» при течении от периферии к центру [19]

В качестве параметра на графиках рис. 7.2.7 выступает безразмерный комплекс  $a = \frac{\lambda_1 \varepsilon}{\Phi_{\text{прот}}}$ , где  $\Phi_{\text{прот}} = \frac{\bar{m}_{\text{прот}}}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}$  и  $\varepsilon = \frac{\rho}{\rho_0^*}$ . Чем больше расход газа

через зазор из-за протечки в лабиринтном уплотнении и меньше коэффициент трения, тем ближе поведение газа к невязкому течению. И наоборот, при малой протечке и большом коэффициенте трения движение газа приближается к характеру движения при испытаниях Цумбуша.

Значения коэффициента  $a$  при нормальном состоянии лабиринтных уплотнений и при  $k_{\text{тр}} = \pi \lambda_1 \cdot 10^2 = 0,49$  имеют порядок  $2,5 \div 3,5$ . Согласно данным на рис. 7.2.7 при этом вращающийся поток обгоняет рабочее колесо на относительном радиусе примерно 0,65. Расчеты показывают, что начальная закрутка при течении от периферии сильно уменьшает потери трения. Оценка погрешности упрощенных формул (7.2.7), (7.2.8) приводится в конце раздела.

**Потери из-за протечки газа в лабиринтных уплотнениях.** Уплотнения необходимы для предотвращения перетекания газа из полостей



проточной части с большим давлением в полости с меньшим давлением. Контактные уплотнения непригодны по механическим соображениям из-за большой окружной скорости уплотняемых элементов ротора, поэтому применяют бесконтактные лабиринтные уплотнения. Лабиринтные уплотнения покрывающего диска отделяют полости входа и выхода РК — рис. 7.2.8.

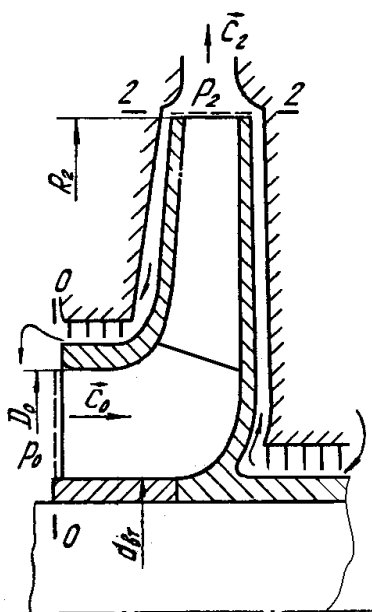


Рис. 7.2.8. Лабиринтные уплотнения и схема перетекания газа в ступени промежуточного типа

Уплотнение на валу отделяет полость выхода из ступени от полости за РК. Давление за ступенью больше давления за РК из-за преобразования кинетической энергии в диффузоре. Таким образом, из-за разности давлений газ стремится перетекать из сечения 2 за РК в сечение 0 перед ним, и из сечения 0' за ступенью в сечение 2. В ступени концевго типа полость за ступенью обычно соединена с полостью всасывания компрессора, или с атмосферой. В этом случае и в зазоре у основного диска газ движется из сечения 2 к валу.

Лабиринтное уплотнение — это система тонких гребней с острыми кромками, подходящими на минимальное расстояние  $\delta_r$  к уплотняемой поверхности. Примеры конструкции уплотнений, применяемых в ЦК, показаны на рис. 7.2.9.

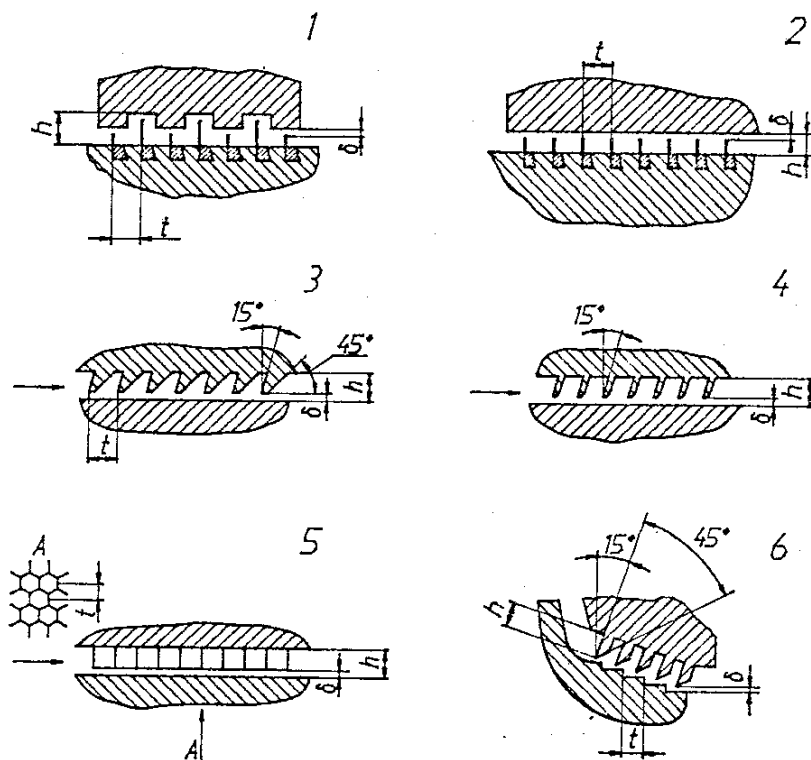


Рис. 7.2.9. Примеры конструкций уплотнений, применяемых в центробежных компрессорах [22]

Гребни уплотнения могут располагаться как на поверхностях ротора, так и статора. Они могут быть выточены, или образованы закатанными в специальные проточки кольцами из листовой латуни. Вопрос о конструкции уплотнений решается с учетом технологии изготовления и ремонтпригодности. Материал гребней должен быть мягким и малофрикционным. При пуске и на неустойчивых режимах ротор, интенсивно перемещаясь в подшипниках, может выбрать радиальный зазор  $\delta_r$ . При этом основные детали не должны быть повреждены, но кромка гребня сомнется. В результате формально бесконтактные лабиринтные уплотнения изнашиваются, требуют контроля над их состоянием и периодического ремонта.

Принцип действия лабиринтного уплотнения поясняют рис. 7.2.10 и 7.2.11. Под действием разности давлений  $p_1 - p_2$  газ устремляется в зазор. Потенциальная энергия давления преобразуется в кинетическую энергию струи. При обтекании острого гребня происходит отрыв потока. Направленная кинетическая энергия в зазоре приобретает вихревую форму. В следующей за гребнем полости — камере лабиринтного уплотнения — вихревая кинетическая энергия за счет трения рассеивается в виде тепла. Процесс повторяется многократно в соответствии с количеством гребней.

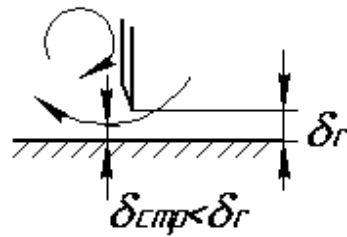


Рис. 7.2.10. Обтекание гребня лабиринтного уплотнения

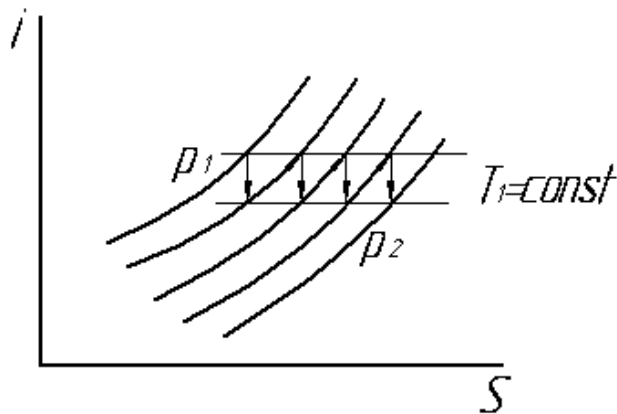


Рис. 7.2.11. Процесс дросселирования газа в лабиринтном уплотнении при одинаковом перепаде давления во всех камерах

Таким образом, бесконтактное лабиринтное уплотнение не исключает протечку газа, но сводит ее к приемлемому минимуму.

На рис. 7.2.12 а, б показаны рассчитанные по программе вязкого пространственного потока CFX поля давлений и скоростей в лабиринтном уплотнении, демонстрирующие принцип его работы.

В пределах ступени промышленного ЦК уплотняемые перепады невелики. При расчете величины протечки в уплотнении считается возможным пренебречь изменением плотности при дросселировании газа в уплотнении. Считается также, что радиальные зазоры у всех гребней и уплотняемые диаметры одинаковы. В этом случае падение давления во всех камерах так же одинаковое  $\Delta p = \frac{p_1 - p_2}{z_{\text{д}}}$  ( $z_{\text{д}}$  — число гребней уплотнения).

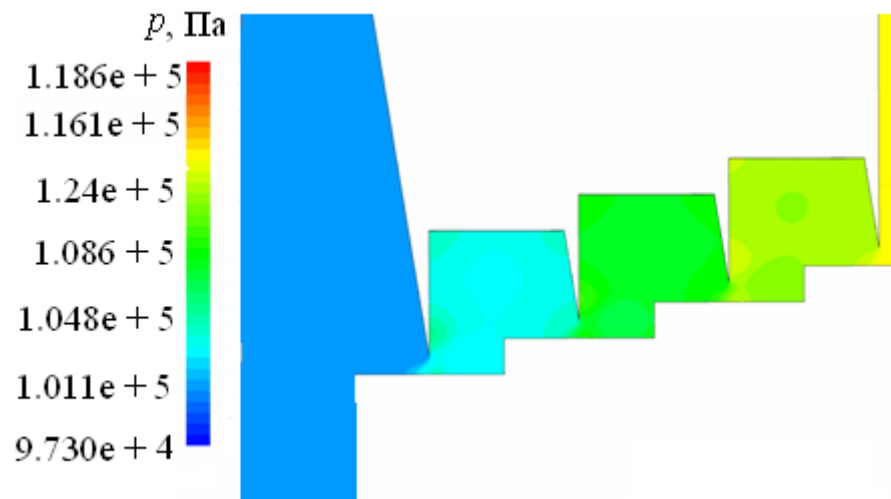


Рис. 7.2.12 а. Поле полных давлений вблизи и внутри лабиринтного уплотнения покрывающего диска РК

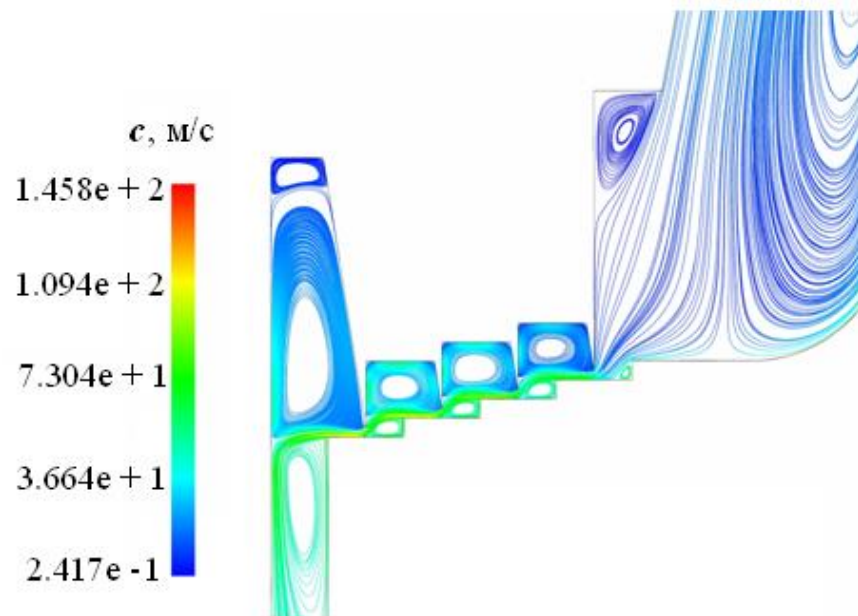


Рис. 7.2.12 б. Поле скоростей вблизи и внутри лабиринтного уплотнения покрывающего диска РК

При хорошем исполнении уплотнения достаточно корректно предположение о том, что вся кинетическая энергия газа в зазоре («щели») преобразуется в тепло. В этом случае  $\Delta p = \rho \frac{c_{\text{щ}}^2}{2}$ , а расход газа через уплотнение равен  $\bar{m}_{\text{п}} = c_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \rho$ . В предположении о равенстве скорости во всех зазорах расход в уплотнении равен  $\bar{m}_{\text{п}} = \rho f_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ . Для точного

расчета формула требует введения эмпирического коэффициента, так как три действующих фактора она не учитывает:

– предположение о том, что вся кинетическая энергия в щели преобразуется в тепло в последующей камере, выполняется не в точности. Это особенно очевидно при уплотнении гладкой поверхности, как на рис. 7.2.9 (2 – 5). Разогнавшийся в первом зазоре газ частично сохранит кинетическую энергию перед следующим зазором, и падение давления в каждой из камер будет меньше, чем при ступенчатом уплотнении. При заданном падении давлений расход будет больше. И в ступенчатом уплотнении хотя бы небольшая доля направленной кинетической энергии сохраняется, поэтому можно было бы ожидать, что коэффициент расхода должен быть больше единицы;

– при выводе формулы не учтено сопротивление трения газа о поверхности. Оно сравнительно невелико, но при большом числе камер может быть заметно. Неучет этого обстоятельства должен уменьшить эмпирический коэффициент расхода;

– при достаточном объеме камеры подходящая к острому гребню струйка тока направлена под углом к осевому направлению — рис. 7.2.10. Оторвавшись от острого гребня и продолжая двигаться по инерции, она прижимает струю к уплотняемой поверхности. Фактическое поперечное сечение струи оказывается меньше радиального зазора:  $\delta_{стр} < \delta_r$ . Это наиболее важный из неучтенных факторов. Поэтому при правильно сконструированных уплотнениях и острых гребнях  $\mu < 1,0$ .

Применительно к уплотнению вала и покрывающего диска расчетная формула выглядит следующим образом:

$$\bar{m}_л = \mu \rho \pi D_л \delta_r \sqrt{\frac{2(p_л - p_1)}{\rho z}}, \quad (7.2.12)$$

где  $\mu$  — эмпирический коэффициент расхода,  $D_л$  — уплотняемый диаметр.

Для уменьшения протечек в уплотнении его нужно выполнять ступенчатым, и следить за остротой кромок гребней. При выполнении проточной части с горизонтальным разъемом, ступенчатое уплотнение делается по схеме 1 на рис. 7.2.9, при осевой сборке — по схеме 6.

Оптимальное соотношение между расстоянием между соседними гребнями, и объемом расположенной между ними камеры, определены детальными экспериментами. Помимо остроты кромок важен также соответствующий объем камер лабиринтного уплотнения для лучшего преобразования кинетической энергии в тепло. Абсолютные размеры зависят от уплотняемого диаметра. У заводов-изготовителей существуют нормативные документы по выбору формы и размеров уплотнения. Обычно

при уплотнении покрывающего диска оказывается возможным разместить 3÷4 гребня, а при уплотнении вала 7÷9 гребней.

У правильно выполненного ступенчатого лабиринтного уплотнения с острыми кромками коэффициент расхода равен  $\mu=0,67$ . Как показали расчеты вязкого течения, коэффициент расхода быстро возрастает, если отношение расстояния между соседними гребнями к радиальному зазору  $l_{\text{лаб}}/\delta_r$  меньше 4,0.

Потери напора из-за протечек газа через лабиринтное уплотнение покрывающего диска принято определять так. Массовый расход  $\bar{m}_{\text{пр}}$  сначала проходит через РК и получает теоретическую мощность  $N_{\text{Тпр}} = \bar{m}_{\text{пр}} h_{\text{Т}}$ . При дросселировании в уплотнении эта мощность теряется, преобразуясь в тепло. Поступая на всасывание, эти частицы снова получают механическую работу. Баланс мощности, передаваемой газу рабочим колесом с учетом дискового трения можно представить как:

$$N_i = \bar{m} h_i = \bar{m} h_{\text{Т}} + \bar{m}_{\text{пр}} h_{\text{Т}} + N_{\text{тд}} = N_{\text{Т}} + N_{\text{пр}} + N_{\text{тд}}, \quad N_i = N_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \text{ или:}$$

$$h_i = h_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \quad \psi_i = \psi_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \quad (7.2.13)$$

где

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{\bar{m}_{\text{пр}}}{\bar{m}}. \quad (7.2.14)$$

Входящий в формулу (7.2.13) коэффициент дискового трения определен выше. Очевидно, что через РК проходит расход больший, чем расход газа через ступень:

$$\bar{m}_{\text{рк}} = \bar{m} + \bar{m}_{\text{пр}}. \quad (7.2.15)$$

Обычно это обстоятельство не учитывается при расчете РК, равно как и тот факт, что вытекающий из уплотнения газ увеличивает температуру на всасывании РК. Более строгий подход изложен в [19] и реализован в программах Метода универсального моделирования (раздел 8.10 «Основы Метода универсального моделирования»). Применительно к ступеням со средними и большими условными коэффициентами расхода  $\Phi_{\text{расч}}$  такое уточнение не очень существенно, но оказывается важным для малорасходных ступеней.

У промежуточной ступени протекающий через уплотнение вала газ не поступает в рабочее колесо, а циркулирует в неподвижных элементах:

$$\bar{m}_{\text{нэ}} = \bar{m} + \bar{m}_{\text{пр вала}}. \quad (7.2.16)$$

Это увеличивает потери в неподвижных элементах, но обычно не принимается во внимание по причине сравнительно небольшой величины  $\bar{m}_{\text{пр вала}}$ . Эта протечка меньше, чем протечка в уплотнении покрывающего диска, по крайней мере, по двум причинам:

- уплотняемый диаметр меньше, соответственно меньше площадь щели;
- количество гребней уплотнения больше, так как у вала больше места для их размещения.

Для расчета протечки через уплотнение покрывающего диска следует определить падение давления в зазоре «рабочее колесо — покрывающий диск». Сопротивлением движению газа в радиальном направлении (от периферии к центру) принято пренебрегать. Основной эффект создает градиент давления, уравновешивающий центробежную силу вращающегося в зазоре газа:

$$p_{\text{л}} = p_2 - \Delta p_{\text{зазора}}, \quad \Delta p_{\text{зазора}} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial p}{\partial r} dr = \int_{r_1}^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr. \quad (7.2.17)$$

Перепад давления в лабиринте равен  $\Delta p_{\text{л}} = p_{\text{л}} - p_0$ . Давление перед рабочим колесом ступени  $p_0$  на стадии проектирования — заданная величина, или рассчитывается по очевидным термодинамическим соотношениям. Давление за рабочим колесом  $p_2$  определяется по уравнению Бернулли в относительном движении:

$$h_p \approx \frac{p_2 - p_1}{\rho_{\text{средн}}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - h_w, \quad p_0 \approx p_1. \quad (7.2.18)$$

В [17, 18] изложен приближенный способ расчета давления  $p_{\text{л}} = p_2 - \Delta p_{\text{зазора}}$  перед лабиринтными уплотнениями центробежной ступени. Считается возможным приближенно принять такое равенство:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} \approx \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (7.2.19)$$

Такое допущение равнозначно тому, что политропный напор от замедления потока в межлопаточных каналах РК расходуется на преодоление сопротивления движению газа:  $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \approx h_w$ . Это недалеко от истины для РК с небольшими коэффициентами напора  $\psi_{\text{T}} \approx 0,45 \div 0,50$ , для которых характерно очень малое замедление потока в межлопаточных каналах. При средних и больших коэффициентах напора политропный напор заметно

больше потерянного напора, то есть действительное повышение давления в РК больше, чем по упрощенному соотношению (7.2.19).

В описываемой постановке падение давления в зазоре так же рассчитывается упрощенно, без учета радиального течения в зазоре. В этом случае можно принять условие, что газ вращается в зазоре со скоростью  $c_u = 0,5\omega r$  — как в описанных выше опытах Цумбуша. При этом в зазоре

возникает радиальный градиент давления  $\frac{dp}{\rho} = \frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{4}\omega^2 r$ . Приняв последнее

упрощающее допущение о незначительности изменения плотности в межлопаточных каналах РК и в зазоре, т.е.  $\rho \approx \text{const}$  получим:

$$\Delta p_{\text{зазора}} = \int_{r_1}^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{8}, \quad (7.2.20)$$

– ради упрощения принято, что диаметры начала лабиринта и начала лопаток РК одинаковы ( $r_1 \approx r_2$ ).

В итоге получается следующая приближенная формула для перепада давления в лабиринтном уплотнении покрывающего диска:

$$p_1 - p_2 = \rho \frac{3}{8} (u_2^2 - u_1^2). \quad (7.2.21)$$

Используя формулу (7.2.12) для расчета массового расхода протечек окончательно получим:

$$\bar{m}_1 = \mu \pi D_1 \delta_r u_2 \sqrt{\frac{3}{4z} (1 - \bar{D}_1^2)}. \quad (7.2.22)$$

Коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска  $\beta_{\text{пр}}$  получается делением на массовый расход на выходе из РК

$\bar{m} = \rho_2 \pi D_2 b_2 u_2 \varphi_2$  или на входе в ступень  $\bar{m} = \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi$ :

$$\beta_{\text{пр}} = \mu \frac{\bar{D}_1 \bar{\delta}_r \sqrt{\frac{3}{4z} (1 - \bar{D}_1^2)}}{\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}, \quad (7.2.23 \text{ а})$$

$$\beta_{\text{пр}} = 4\mu \varepsilon_2 \frac{\bar{D}_1 \bar{\delta}_r \sqrt{\frac{3}{4z} (1 - \bar{D}_1^2)}}{\Phi}. \quad (7.2.23 \text{ б})$$



Минимальная величина радиального зазора, при которой гребни лабиринта не касаются уплотняемой поверхности, зависит от абсолютных размеров ЦК. Понятно, что у длинного ротора больше прогиб между опорами, больше зазоры в подшипниках скольжения, и т.д. По данным [17] величина зазора  $\delta_r$  имеет порядок 0,1% от диаметра РК, и обычно меньше этой величины. Скажем, модельные ступени кафедры КВХТ [20] имеют диаметры РК 350÷420 мм, а радиальный зазор в уплотнениях покрывающего диска равен примерно 0,25 мм.

На рис. 7.2.13 приведены данные расчетов величины коэффициентов протечек и дискового трения по «классическим» формулам (относительная величина зазора  $\bar{\delta}_r = 0,001$ ). Прежде чем рекомендовать их к использованию, оценим погрешности, связанные с принятыми упрощающими допущениями. В настоящее время есть расчетные методы разной степени сложности, вплоть до расчетов вязкого сжимаемого пространственного потока, позволяющие достаточно корректно рассчитать щелевые потери.

В Таблице 7.2.1 показаны результаты расчета ряда ступеней разной быстроходности (с разными  $\Phi_{расч}$ ). Расчеты по упрощенным «классическим» формулам (7.2.8 б), (7.2.23 а) сопоставлены с результатами применения Метода универсального моделирования. Расчет коэффициентов потерь трения и протечек в Методе выполняется с учетом радиального течения по одномерной схеме, изложенной в [19].

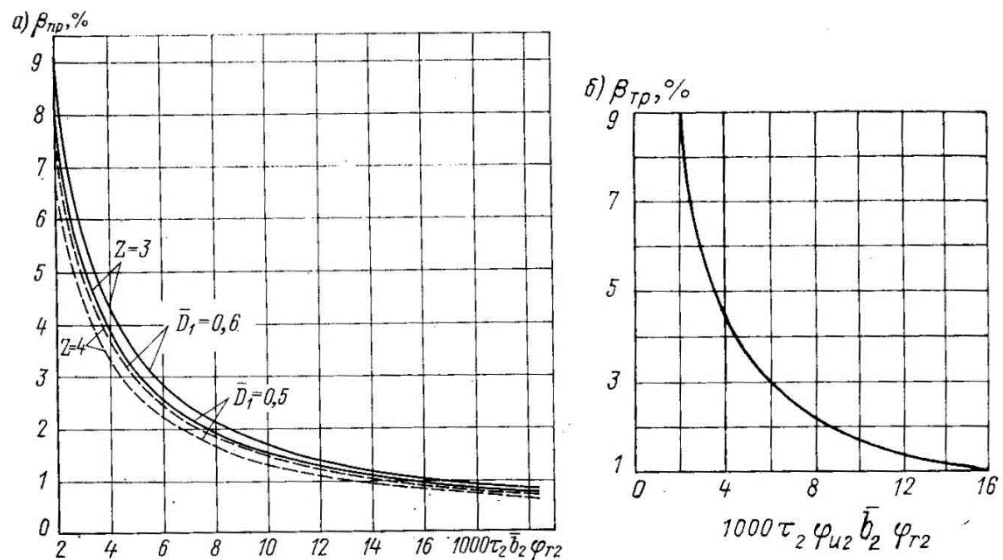


Рис. 7.2.13. Расчет коэффициентов протечек в лабиринтном уплотнении (формула (7.2.8 б) и трения дисков (формула (7.2.23 а) [17]

Объект сопоставления — ступени концевго типа, т.е. и у основного диска имеет место течение от периферии к центру. Таие ступени снабжены думмисом, иначе **разгрузочным поршнем** (о думмисе см. раздел 8.9 «Коэффициенты полезного действия турбокомпрессора»).

Исходные данные, общие для сопоставляемых ступеней:

- диаметр РК 400 мм, радиальный зазор в уплотнениях 0,25 мм,
- расчетный коэффициент напора  $\psi_{\text{Трасч}} = 0,60$ ,
- втулочное отношение 0,25,
- количество гребней уплотнений покрывающего диска  $z_{\text{дд}} = 4$ ,
- диаметр думмиса выбран исходя из условия, что он уравнивает 30% осевой силы,
- количество гребней уплотнения думмиса  $z_{\text{од}} = 25$ ,
- эмпирический коэффициент трения газа о поверхности зазоров  $\lambda_1 = 0,0015$ .

Данные в Таблице 7.2.1 показывают, что приближенные «классические» формулы примерно вдвое завышают потери трения дисков. Особенно драматично погрешность влияет на расчеты малорасходных ступеней с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,030 \div 0,015$ . В последнем случае приближенная формула дает завышение потребляемой мощности (и соответственное занижение КПД) на 5%, что недопустимо в инженерных расчетах.

Отметим, что для ступени промежуточного типа расчет по формуле (7.2.8 б) даст меньшую ошибку, так как у основного диска имеет место течение от центра к периферии, вызывающее рост потерь трения. Тем не менее, и у промежуточной ступени формула (7.2.8 б) завышает потери трения на 30÷40%.

Потери от протечек меньше потерь трения дисков по абсолютной величине, поэтому влияние погрешности меньше, но и она завышает потери примерно в два раза. Сопоставлять следует данные расчетов в колонках 4 и 5. Данные по протечкам в концевом уплотнении ступени — в уплотнении разгрузочного поршня (думмиса) — относятся к компрессору в целом (ч. 8). Здесь они приведены для сведения.

Таблица 7.2.1

Сопоставление коэффициентов дискового трения и протечек, рассчитанных двумя способами

1	2	3	4	5	6
$\Phi_p$	$\beta_{\text{тр}}$ по ф-ле (7.2.8 б)	$\beta_{\text{тр}}$ с учетом радиального течения. Метод унив. мод.	$\beta_{\text{пр}}$ по ф-ле (7.2.23 а)	$\beta_{\text{пр}}$ (покр. диск). Метод унив.	$\beta_{\text{пр}}$ (осн. диск- думмис). Метод унив. мод.

				МОД.	
0,150	0,0088	0,00375	0,0057	0,00290	0,0008
0,100	0,0132	0,00540	0,0111	0,00374	0,00135
0,075	0,0176	0,00717	0,0135	0,00442	0,00182
0,050	0,0264	0,0107	0,0150	0,00630	0,00294
0,030	0,0440	0,0173	0,0250	0,00948	0,0050
0,015	0,0879	0,0324	0,0470	0,0164	0,0101

**Влияние течения в зазоре на осевое усилие.** На рис. 7.2.14 показана схема рабочего колеса, иллюстрирующая возникновение осевого усилия, направленное в сторону всасывания. Если не учитывать радиальное течение в зазоре «РК — корпус», то следует полагать равными давления в зазорах основного и покрывающего дисков от диаметра  $D_2$  до диаметра лабиринтного уплотнения. При таком допущении осевое усилие создается давлением на основной диск на участке  $D_{л} - D_{вала}$  минус давление  $p_0$  на этот же участок со стороны всасывания, минус сила  $P_z = \bar{m}c_0$ , возникающая из-за поворота потока из осевого в радиальное направление (в соответствии с теоремой об изменении количества движения).

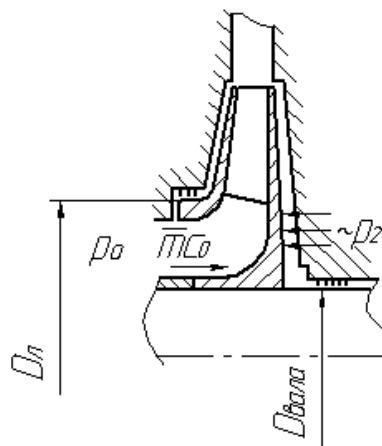


Рис. 7.2.14. Упрощенная схема действия осевых сил на рабочее колесо

При радиальном течении в зазоре от периферии к центру закрутка потока значительно больше, чем  $0,5\omega r$  при ее отсутствии. Соответственно падение давления в зазоре «покрывающий диск — корпус» больше. В зазоре «основной диск — корпус» закрутка потока всегда ближе к  $0,5\omega r$ . Таким образом, на участке  $D_2 - D_{л}$  давление на основной диск больше, чем на покрывающий диск. В старых методиках расчета осевого усилия этот факт не принимался во внимание, поэтому при пуске новых компрессоров обычным явлением был выход из строя упорного подшипника, рассчитанного на заниженную осевую силу.

Выше пояснялось, что с ростом  $\bar{m}_{\text{пр}}$  закрутка потока в зазоре «покрывающий диск — корпус» возрастает, а давление падает. При этом возрастает осевое усилие, направленное в сторону всасывания. Таким образом, опасная нагрузка на упорный подшипник может возникнуть в результате увеличения зазора в лабиринтных уплотнениях в процессе эксплуатации. Технический персонал, отвечающий за эксплуатацию ЦК, должен иметь это в виду.

**Энергетические соотношения с учетом внешних потерь.** В общепринятых схемах расчета подводимая к газу механическая мощность делится на три составляющих в соответствии с уравнением:

$$N_i = N_T + N_{\text{тр}} + N_{\text{пр}}, \quad (7.2.24)$$

где  $N_i$  — внутренняя мощность, т.е. вся мощность, подводимая к газу рабочим колесом;  $N_T = \bar{m}h_T$  — теоретическая мощность, соответствующая теоретическому напору, сообщаемому расходу газа через ступень;  $N_{\text{тр}}$  — мощность трения дисков;  $N_{\text{пр}} = \bar{m}_{\text{пр}}h_T$  — мощность протечек, соответствующая теоретическому напору, сообщаемому расходу протечек через лабиринтное уплотнение покрывающего диска.

Соотношение между удельными работами — напорами — получается делением уравнения (7.2.24) на массовый расход через ступень:

$$h_i = h_T + h_{\text{тр}} + h_{\text{пр}}.$$

Или

$$h_i = h_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}). \quad (7.2.25)$$

Отнеся напоры к квадрату характерной скорости  $u_2^2$ :

$$\psi_i = \psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}). \quad (7.2.26)$$

Коэффициент внутреннего напора  $\psi_i$  характеризует всю передаваемую газу механическую работу двигателя. Коэффициент теоретического напора  $\psi_T$  соответствует процессу передачи механической работы лопатками РК. Его важная роль рассмотрена в предыдущем разделе 7.1.

### 7.3. ОСНОВЫ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

#### Определение размеров РК в меридиональной плоскости

Компрессор, и соответственно его ступени, должны обеспечить подачу заданного количества газа  $\bar{m}$  кг/с из области с давлением  $p_0^*$  и температурой  $T_0^*$  в область с давлением  $p_0^*$ .

На энергетические затраты и протекание процесса сжатия сильно влияют физические свойства рабочего тела — газовая постоянная  $R$  и один из критериев сжимаемости показатель изоэнтропы (в технической литературе — показатель адиабаты)  $k = C_p / C_v$ . При выбранной окружной скорости заданные на входе параметры определяют основной критерий сжимаемости — условное число Маха  $M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_0^*}}$ .

Если методика предусматривает расчет ожидаемых характеристик ступени по окончании проектирования, то необходимо так же знать динамическую вязкость газа  $\mu$  н/м·с. Эта эмпирическая величина содержится в справочниках. Она разная для разных газов и зависит, в основном, от температуры. Динамическая вязкость определяет еще один важный критерий подобия:  $Re_u = \frac{D_2 u_2}{\mu} \rho_0^*$ . При проектировании ступеней компрессора значения  $Re_u$  определены и используются при расчете потерь напора вместе

с относительной шероховатостью  $\bar{k}_{uu} = \frac{k_{uu}}{l}$ . Здесь  $k_{uu}$  — абсолютная величина шероховатости поверхности;  $l$  — характерный линейный размер, например, длина лопатки при неразвитом течении, или гидравлический диаметр канала при развитом течении, когда невязкое ядро отсутствует.

При профилировании ступеней целесообразно использовать безразмерные параметры потока и относительные геометрические размеры. Укажем лишь на два обстоятельства, по которым расчеты и определение размеров проточной части ступеней целесообразно выполнять в безразмерном виде:

– такие расчеты наглядно демонстрируют суть происходящих явлений, так как в них участвуют имеющие четкий физический смысл безразмерные коэффициенты и критерии подобия. Размерные параметры потока в общем случае не отражают сути рабочего процесса. Например, с газодинамической точки зрения скорость потока 450 м/с нельзя назвать ни большой, ни маленькой. Для воздушного потока при нормальной температуре такая скорость при входе в РК является высокой, превышающей скорость звука:

$M_w = \frac{w_1}{\sqrt{kRT}} = \frac{400 \text{ м/с}}{343 \text{ м/с}} = 1,166$ . При движении водорода с газовой постоянной

в четырнадцать с половиной раз большей, та же скорость является низкой,

так как соответствует  $M_w \approx 0,30$ . Если при движении воздуха со скоростью 400 м/с нужно иметь в виду возможности и последствия возникновения скачков уплотнения и другие особенности поведения сверхзвукового потока, то при движении с такой скоростью водорода его можно рассматривать как несжимаемую жидкость;

– при проектировании модельных ступеней, предназначенных для использования в проектах компрессоров с учетом закономерностей теории подобия, вообще бессмысленно использовать размерные параметры. В разных компрессорах такие ступени, имея одинаковую форму проточной части, будут иметь разные размеры, работать при разных окружных скоростях, разных параметрах газа на входе и при их различных физических свойствах. Но будут иметь при этом одинаковые безразмерные характеристики.

**Связь между размерными и безразмерными параметрами проектирования.** Как указывалось ранее, расход центробежной ступени эффективно характеризует условный коэффициент расхода

$$\bar{m}_{расч} = \frac{P_0^*}{RT_0^*} \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi_{расч}, \text{ или } \Phi_{расч} = \frac{4\bar{m}_{расч}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}.$$

В предыдущем разделе было показано, что величина условного коэффициента расхода сильно всего влияет на (безразмерные) коэффициенты потерь дискового трения и протечек. Далее будет показано его влияние на соотношение размеров проточной части и на предельно достижимый максимальный КПД ступени.

Необходимое отношение давлений ступени определяет величину работы сжатия и перемещения газа:  $h_p = \frac{n}{n-1} RT_0^* \left( \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$ , и так как

$$\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}, \text{ то и внутренний напор } h_i = \psi_i u_2^2 = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right).$$

Так как коэффициенты внутреннего и теоретического напоров связаны через коэффициенты дискового трения и протечек, то:

$$\pi = \left( 1 + (k-1) \psi_T (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}) M_u^2 \right)^{\frac{k}{k-1} \eta}. \quad (7.3.1.1)$$

Если компрессор одноступенчатый, то для обеспечения заданного отношения давлений проектировщику достаточно выбрать то или иное значение коэффициента теоретического напора и определить соответствующее значение условного числа Маха  $M_{у расч}$ .

Задача может быть поставлена и по-другому. Выбор  $\psi_{Т расч}$  и  $M_{у расч}$  определяет отношение давлений, получаемое в ступени. В многоступенчатом компрессоре эта величина определяет количество ступеней, необходимое для получения заданного отношения давлений компрессора в целом.

Если проектируется модельная ступень, то  $M_{и\text{расч}}$  выбирается с учетом ее области применения в проектах ЦК. Например, для компрессоров газоперекачивающих агрегатов характерны небольшие значения  $M_{и\text{расч}} = 0,55 \div 0,65$ , для многих промышленных компрессоров характерны более высокие  $M_{и\text{расч}} = 0,65 \div 0,95$ , а для ЦК холодильных установок условные числа Маха могут достигать  $1,5 \div 1,8$ . Выбор окружной скорости  $u_2$  связан не только с газодинамическими соображениями (ч. 5), но и с допустимым уровнем механических нагрузок деталей ротора в поле центробежных сил, с конструкцией ЦК, с быстроходностью привода.

Для использования уравнения (7.3.1) необходимо задаться значениями КПД ступени  $\eta_{\text{расч}}$  и коэффициентов потерь дискового трения и протечек  $\beta_{\text{тр}}, \beta_{\text{пр}}$ . После определения формы проточной части эти значения следует проверить. Использование уравнения (7.3.1.1) должно предусматривать итеративное приближение первоначально выбранных значений  $\eta_{\text{расч}}, \beta_{\text{тр}}, \beta_{\text{пр}}$  к их наиболее вероятной для данной ступени величине.

Итак, газодинамические параметры, которые необходимы и достаточны для определения формы проточной части ступени (все параметры относятся к расчетному режиму):

- условный коэффициент расхода  $\Phi_{\text{расч}}$ ;
- коэффициент теоретического напора  $\psi_{\Gamma\text{расч}}$ ;
- условное число Маха  $M_{и\text{расч}}$ ;
- показатель изоэнтропы (адиабаты)  $k$ .
- условное число Рейнольдса  $Re_u$  при использовании методик, предусматривающих расчет КПД спроектированной ступени.

**Конструктивные ограничения.** Существуют конструктивные ограничения, которые нужно принимать во внимание при выборе формы проточной части. Два из них должны быть обязательно установлены в начале работы:

– минимальное втулочное отношение  $\bar{D}_{\text{вт}} = D_{\text{вт}} / D_2$ . Как показано ниже, чем меньше диаметр вала (втулки), тем более высоким может быть КПД рабочего колеса (справедливо в отношении РК, показанного ниже на рис. 7.3.1.1). Поэтому диаметр втулки не может быть параметром оптимизации. Это конструктивно задаваемая величина, где главная проблема — жесткость ротора. Если собственная частота колебаний ротора совпадает с частотой вращения ротора, то возникнет явление резонанса. У центробежных компрессоров роторы бывают гибкие и жесткие. У жесткого ротора собственная частота колебаний ротора больше частоты вращения, у гибкого — меньше частоты вращения. Большинство центробежных компрессоров имеют гибкие роторы. Их скорость вращения больше, чем первая частота колебаний ротора («первая критическая скорость»), но

меньше чем вторая критическая скорость. В настоящее время появились компрессоры, работающие на частоте вращения, превышающей вторую критическую скорость. Если колесо расположено на конце вала (консольно), то диаметр втулки может быть равен нулю. Обычно у многоступенчатого компрессора относительный диаметр втулки лежит в пределах  $0,25 \div 0,35$ . У компрессоров сверхвысокого давления гибкие ротора не допускаются, и втулочное отношение может возрастать до  $0,40 \div 0,50$ .

– минимальная относительная толщина лопаток  $\bar{\delta}_n = \delta_n / D_2$  — для каждого из элементов проточной части, имеющих лопаточные аппараты — РК, ЛД, ОНА. При прочих равных условиях, чем больше толщина лопаток, тем больше потери напора. У рабочего колеса лопатки значительно загромождают входное сечение, расположенное на относительно небольшом радиусе. Для неподвижных элементов толщина лопаток не столь важна.

Могут быть и другие ограничения. Часто необходимо, чтобы проточная часть ступени имела ограниченный максимальный диаметр, или ограниченную осевую протяженность.

**Объект профилирования.** Методика определения формы проточной части изложена применительно к наиболее типичным ступеням промышленных ЦК. Особенности высоконапорных ступеней транспортных ЦК и высокорасходных ступеней с пространственными РК обсуждаются далее.

В отечественной практике рабочие колеса промышленных ЦК характеризуются сравнительной простой формой, обеспечивающей, тем не менее, высокую газодинамическую эффективность. Схема проточной части РК и определяющие ее размеры показаны на рис. 7.3.1.1.

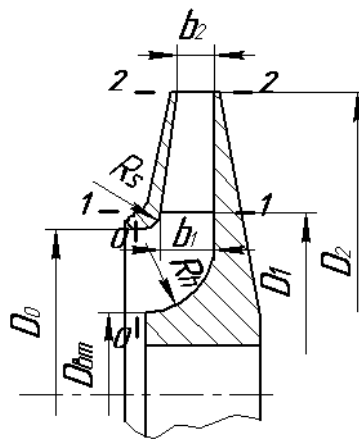


Рис. 7.3.1.1. Схема и размеры рабочего колеса ступени промышленного центробежного компрессора в меридиональной плоскости

Форму проточной части РК в меридиональной плоскости определяют следующие соотношения размеров:

– наружный диаметр РК  $\bar{D}_2 = 1$ ;



- втулочное отношение  $\bar{D}_{\text{вт}}$ ;
- диаметр входа в РК  $\bar{D}_0$ ;
- диаметр начала лопаток  $\bar{D}_1$ ;
- высота лопаток на входе  $\bar{b}_1$ ;
- высота лопаток на выходе  $\bar{b}_2$ ;
- радиус закругления покрывающего диска  $\bar{R}_c$ ;
- радиус закругления основного диска  $\bar{R}_h$ .

Как указывалось в разделе «Ступень турбокомпрессора», в пределах межлопаточного канала основной диск представляет собой радиальную плоскость, а покрывающий диск — это коническая поверхность с прямолинейной образующей. В этом случае перечисленные размеры однозначно определяют форму проточной части в меридиональной плоскости.

Схема РК с меридиональной формой, которую в разных вариантах используют некоторые зарубежные фирмы, характерна криволинейными образующими поверхностей покрывающего и основного дисков и имеет очевидные недостатки:

- усложнение технологии изготовления;
- больше осевая длина проточной части. Это обстоятельство важно, когда на одном валу надо установить как можно больше ступеней, в то время как увеличенная длина вала недопустимо уменьшает критическое число оборотов.

Эти недостатки с избытком могло бы компенсировать большее газодинамическое совершенство. На первый взгляд кажется, что более плавные меридиональные очертания должны способствовать снижению потерь от поворота потока на  $180^\circ$  в U-образном канале ОНА — РК (или на  $90^\circ$  при осевом входе в РК). Так и было бы при движении газа в неподвижном канале. Но здесь следует напомнить о специфике центробежного РК, в котором на ограничивающих поверхностях пограничные слои остаются тонкими. Даже при значительном местном замедлении потока при его повороте в меридиональной плоскости потери отрыва не имеют места на ограничивающих поверхностях РК. Эта проблема обсуждается в ниже, в разделе 7.4. Поэтому более плавная и вытянутая в осевом направлении форма РК не дает преимуществ. Как показывает тщательный анализ и опыт проектирования, схема на рис. 7.3.1.1 предпочтительнее и по конструктивным, и по газодинамическим соображениям.

**Определение размеров входа в РК.** Самым важным газодинамическим преимуществом центробежных ступеней по сравнению с осевыми ступенями является то, что поток входит в РК на меньшем радиусе по сравнению с выходом. В результате безразмерная скорость  $\bar{w}_1 = w_1/u_2$  ( $\bar{w}_1 = w_1/u$  в случае осевой ступени) значительно меньше, чем в ступени ОК.

При определении размеров входа оправданно считается важным реализовать это преимущество, так как при прочих равных условиях именно уровень  $\bar{w}_1$  определяет потерю КПД в рабочем колесе:

$$\Delta\eta_{\text{РК}} = \frac{h_{\text{вРК}}}{h_{\text{T}}} = \frac{\zeta_{\text{РК}} \frac{w_1'^2}{2}}{\Psi_{\text{T}} u_2^2} = \frac{\zeta_{\text{РК}}}{\Psi_{\text{T}}} 0,5 \bar{w}_1'^2, \quad (7.3.1.2)$$

где  $w_1'$  — скорость с учетом стеснения потока лопатками конечной толщины при входе в межлопаточные каналы РК.

Уменьшение проходных сечений из-за конечной толщины лопаток не принято рассматривать отдельно при анализе рабочего процесса осевых ступеней. Там методы расчета базируются на обобщении результатов продувки плоских решеток или кольцевых решеток, экспериментальные характеристики которых учитывают все особенности формы, в том числе и стеснение потока. Проектировщики центробежных РК не обладают столь же исчерпывающей и глобально обобщенной экспериментальной информацией. Нетрудно заметить, что форма проточной части центробежного РК много разнообразней лопаточного аппарата осевой ступени, а для получения экспериментальных характеристик нельзя использовать сравнительно простые продувки в аэродинамических трубах. Поэтому методы расчета центробежных ступеней вынужденно носят более детализированный и глубокий характер. Для справедливости нужно напомнить, что здесь речь идет о так называемом первичном проектировании — определении самых основных размеров. Последующая «шлифовка» формы проточной части осевых ступеней может быть гораздо более сложной.

Схема изменения направления и величины скорости струйки тока, идущей в переднюю критическую струйку тока лопатки, показана на рис. 7.3.1.2. Хотя входные кромки лопаток постоянной толщины заострены, уже на подходе к межлопаточным каналам критическая струйка тока начинает ускоряться в соответствии с уменьшением проходного сечения канала:

$c_1' = \frac{c_1}{\tau_1}$ . Здесь коэффициент стеснения на входе в РК  $\tau_1$  равен:

$$\tau_1 = \frac{t_1'}{t_1} = \frac{t_1 - (0,5 \dots 0,7) \frac{\delta_{\text{л}}}{\text{Sin}\beta_{\text{л}1}}}{t_1} = 1 - (0,5 \dots 0,7) \frac{\bar{\delta}_{\text{л}} z}{\pi \bar{D}_1 \text{Sin}\beta_{\text{л}1}}, \quad (7.3.1.3)$$

где  $t_1'$  — шаг за вычетом толщины лопатки,  $(0,5 \dots 0,7)$  — эмпирический коэффициент, учитывающий заострение лопаток на входе.

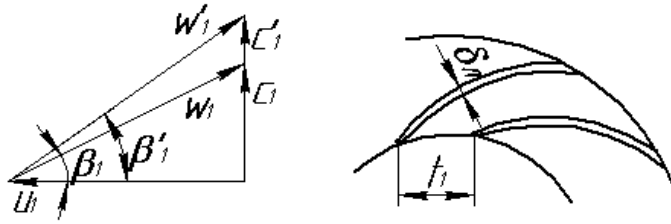


Рис.7. 3.1.2. Влияние лопаток конечной толщины на входной треугольник скоростей

Типичная величина  $\tau_1$  составляет  $0,75 \div 0,85$ , что заметно влияет на скорость потока. Поскольку для расчета коэффициента стеснения надо знать еще не определенные величины  $z$ ,  $\bar{D}_1$ ,  $\beta_{л1}$ , при расчете размеров входа требуются итерации.

Относительная безразмерная скорость с учетом стеснения равна:

$$\bar{w}'_1 = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \varphi_1'^2}. \quad (7.3.1.4)$$

Согласно уравнению неразрывности коэффициент расхода на входе в РК с учетом стеснения  $\varphi_1' = \frac{c_1}{u_2}$  связан с условным коэффициентом расхода

$$\bar{m} = \Phi u_2 \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 = \varphi_1' u_2 \rho_1' \pi D_1 b_1, \text{ или:}$$

$$\varphi_1' = \frac{\Phi}{\varepsilon_1' 4 \bar{D}_1 \bar{b}_1}, \quad (7.3.1.5)$$

$$\text{где } \varepsilon_1' = \rho_1' / \rho_0^*.$$

Для уменьшения скорости  $\bar{w}'_1$  следовало бы уменьшать  $\bar{D}_1$  и  $\varphi_1'$ . Но согласно уравнению (7.3.1.5) уменьшение входного диаметра ведет к росту коэффициента расхода  $\varphi_1'$ . Если при уменьшении  $\bar{D}_1$  компенсировать проходное сечение увеличением высоты лопаток  $\bar{b}_1$ , то неблагоприятной становится форма безлопаточного криволинейного участка РК, предшествующего межлопаточным каналам.

На рис. 7.3.1.3 показана форма и треугольники скоростей варианта РК с малым входным диаметром и большой высотой лопаток на входе. У этого РК входная скорость невелика, но форма входного безлопаточного участка явно неблагоприятна. Положительный эффект от снижения  $\bar{w}'_1$  у РК на рис. 7.3.3 не приведет к росту КПД, так как возрастет коэффициент потерь РК. Для контроля формы входного участка вводят коэффициент  $K_F$  — отношение площадей канала в сечениях 0 и 1:

$$K_F = \frac{f_0}{f_1} = \frac{\pi(D_0^2 - D_{\text{вт}}^2)}{4\pi D_1 b_1} = \frac{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2}{4\bar{D}_1 \bar{b}_1}, \quad (7.3.1.6)$$

где  $K_D = D_1/D_0$ .

В ранних монографиях указывалось на желательность ускорения потока в осесимметричном безлопаточном входном участке РК. Это соответствует практике уменьшения потерь в неподвижных криволинейных каналах. Такая рекомендация не учитывает специфики течения во вращающихся каналах, которая обсуждается ниже.

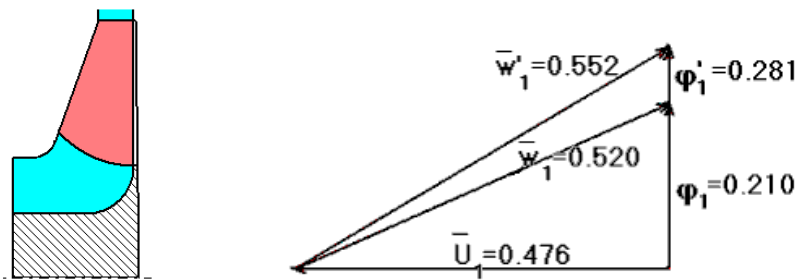


Рис. 7.3.1.3. Меридиональная форма и входные треугольники скоростей рабочего колеса с излишним замедлением потока во входном безлопаточном участке ( $K_F = 0,60$ )

Расчетный анализ и результаты экспериментов показали целесообразность значений  $K_F = 0,9 \div 1,0$ . Рабочее колесо с  $K_F = 0,95$  и треугольники скоростей представлены на рис. 7.3.1.4. Значения  $K_F < 1,0$  позволяют уменьшить диаметр входа  $\bar{D}_1$  и снизить входную скорость.

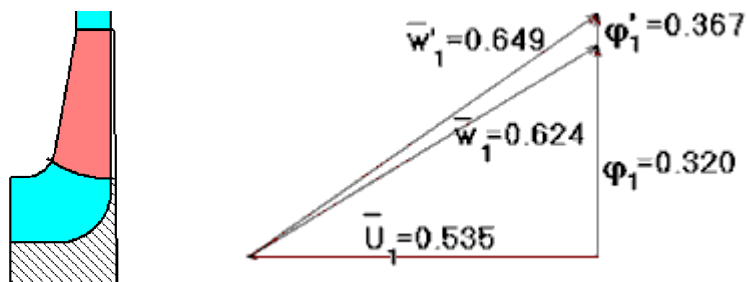


Рис. 7.3.1.4. Меридиональная форма и входные треугольники скоростей рабочего колеса с рекомендуемым замедлением потока во входном безлопаточном участке ( $K_F = 0,95$ )

В формуле (7.3.6) коэффициент  $K_D$  есть отношение диаметров начала лопаток и входа в РК:

$$K_D = \frac{D_1}{D_0}. \quad (7.3.1.7)$$

Этот коэффициент обычно выбирают в пределах  $K_D = 1,0 \div 1,04$ , причем меньшие значения соответствуют большей высоте лопаток  $\bar{b}_1$ . Выбранные значения  $K_D$  должны обеспечить правильное положение входной кромки в меридиональной плоскости, о чем будет сказано далее.

Если контролировать величину  $K_D$  и менять начальный диаметр лопаток  $\bar{D}_1$ , то изменение высоты лопаток  $\bar{b}_1$  будет меняться взаимосвязано, так как из формулы (7.3.1.6) следует:  $\bar{b}_1 = \left( \frac{\bar{D}_1^2}{K_D^2} - \bar{D}_{\text{вт}}^2 \right) / 4\bar{D}_1 K_F$ . Варианты РК при  $K_F = 1,0$  и  $K_D = 1,04$  с разными диаметрами начала лопаток показаны ниже на рис. 7.3.1.5:

– при малом относительном диаметре начала лопаток  $\bar{D}_1$  скорость  $\bar{w}_1'$  увеличена из-за малого проходного сечения и, соответственно, большого коэффициента расхода  $\phi_1'$ ,

– при большом относительном диаметре  $\bar{D}_1$  рост скорости вызван повышенной величиной  $\bar{u}_1 = \omega \bar{r}_1$ .

Значение  $\bar{D}_{1w\min}$ , при котором входная скорость минимальна, находится обычным способом поиска минимума функции:  $\frac{\partial \bar{w}_1'}{\partial \bar{D}_1} = 0$ . Так как

$$\phi_1' = \frac{\Phi}{\varepsilon_1 4\bar{D}_1 \bar{b}_1 \tau_1} = \frac{\Phi}{\frac{\tau_1 \varepsilon_1}{K_F} \left( \bar{D}_1^2 / K_D^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2 \right)}, \text{ то при выбранных проектировщиком}$$

значениях  $K_F$  и  $K_D$  скорость на входе равна:

$$\bar{w}_1' = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \phi_1'^2} = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \left( \frac{\Phi K_F}{\varepsilon_1 \tau_1 \left( \bar{D}_1^2 / K_D^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2 \right)} \right)^2}. \quad (7.3.1.8)$$

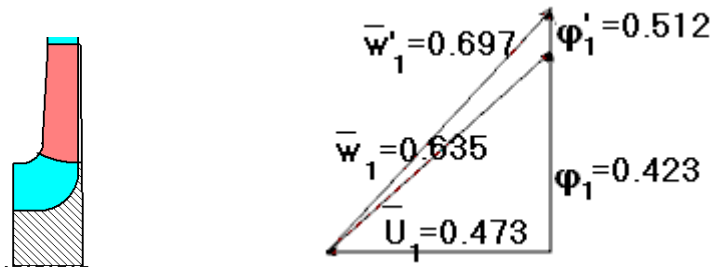
Коэффициент сжимаемости в рассматриваемом сечении меньше единицы,  $\varepsilon_1' = \frac{\rho_1}{\rho_0} < 1,0$ . Из-за незначительности потерь напора во входном осесимметричном канале его можно рассчитывать по уравнению изоэнтропного процесса:

$$\varepsilon_1' = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}'^2\right)^{\frac{1}{k}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \varphi_1'^2 \lambda_u'^2\right)^{\frac{1}{k}}. \quad (7.3.1.9)$$

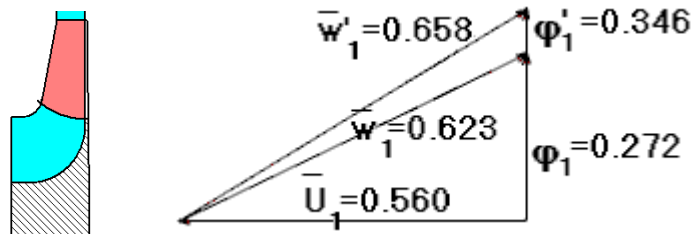
Как и во многих других случаях, при расчете коэффициента сжимаемости удобнее пользоваться не числом Маха, а скоростным коэффициентом:

$$\lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}} = M_u \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{k+1}}}. \quad (7.3.1.10)$$

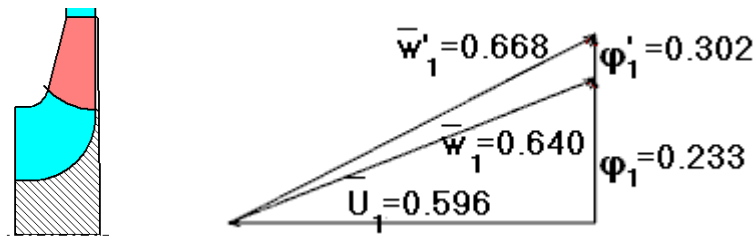
Величина коэффициента сжимаемости  $\varepsilon_1'$  (обычно  $0,87 \div 0,98$  в зависимости от  $M_u$ ) так же должна быть задана, и уточнена затем в процессе итераций.



а



б



В

Рис. 7.3.1.5. Варианты рабочего колеса с  $\Phi_{расч} = 0,065$ ,  $\bar{D}_{вт} = 0,30$  при  $\bar{D}_1 \cong \bar{D}_{1wmin}$  и входные треугольники скоростей: а —  $\bar{D}_1 < \bar{D}_{1wmin}$ ; б —  $\bar{D}_1 = \bar{D}_{1wmin}$ ; в —  $\bar{D}_1 > \bar{D}_{1wmin}$

Формула (7.3.1.8) определяет значение входного диаметра, соответствующего минимуму скорости на входе в межлопаточный канал, с учетом стеснения:

$$\bar{D}_{1wmin} = K_D \sqrt{\bar{D}_{вт}^2 + 2^{1/3} \left( \frac{\Phi_{расч} K_F}{K_D \varepsilon'_1 \tau_1} \right)^{2/3}} \quad (7.3.1.11)$$

Для расчета следует задаться значением коэффициента стеснения  $\tau_1$ , конкретная величина которого может быть рассчитана после окончания профилирования РК по формуле (7.3.1.3). Для уточнения расчета могут потребоваться итерации.

Рассчитанному по (7.3.1.11) входному диаметру соответствует скорость на входе  $\bar{w}'_{1min} = \sqrt{\bar{D}_{w1min}^2 + \phi_1'^2}$ :

$$\bar{w}'_{1min} = \sqrt{K_D^2 \left[ \bar{D}_{вт}^2 + 2^{1/3} \left( \frac{\Phi_{расч} K_F}{\varepsilon'_1 \tau_1 K_D} \right)^{2/3} \right] + \left[ \frac{\Phi_{расч} K_F}{\varepsilon'_1 \tau_1 (\bar{D}_{w1min}^2 / K_D^2 - \bar{D}_{вт}^2)} \right]^2} \quad (7.3.1.12)$$

Главной величиной в этих формулах является условный коэффициент расхода, поскольку он больше всего влияет на  $\bar{D}_{1wmin}$  и  $\bar{w}'_{1min}$ . Вторая по значимости величина — втулочное отношение. Проявление сжимаемости и стеснение потока лопатками, равно как и большие значения коэффициентов  $K_F$  и  $K_D$ , увеличивают  $\bar{D}_{1wmin}$  и  $\bar{w}'_{1min}$ . Их влияние на  $\bar{D}_{1wmin}$  и  $\bar{w}'_{1min}$  иллюстрирует рис. 7.3.1.6.

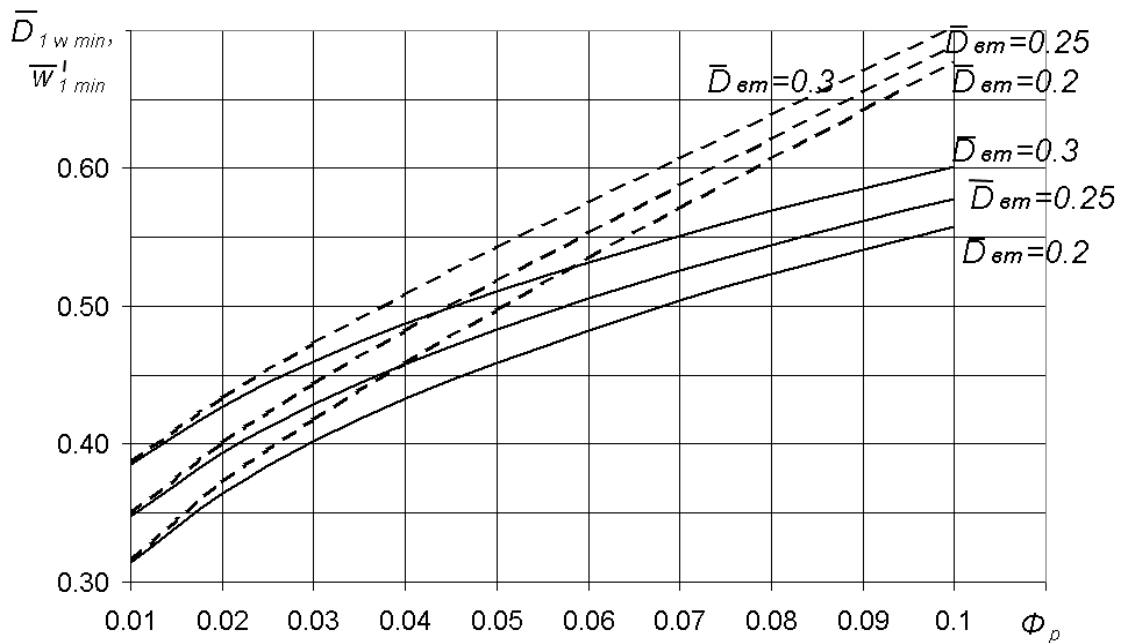


Рис. 7.3.1.6. Влияние коэффициентов  $\Phi_{\text{расч}}$  и  $\bar{D}_{\text{вт}}$  на  $\bar{D}_{1w\text{min}}$  (сплошные линии) и  $\bar{w}'_{1\text{min}}$  (штриховые линии). Расчет по формулам (7.3.1.11), (7.3.1.12)

Выбор диаметра входа по минимуму скоростей — это проверенное рациональное решение. Однако в принципе оно не гарантирует минимума потери КПД, поскольку в формулу для  $\Delta\eta_{\text{рк}}$  входит так же коэффициент потерь. Нет оснований утверждать, что при  $\bar{D}_1 = \bar{D}_{1w\text{min}}$  минимальным будет так же и коэффициент потерь межлопаточного канала. Действительное оптимальное значение может быть проверено путем физического (испытания модельных ступеней) или численного эксперимента. Возможность сопоставления вариантов с коэффициентом  $A_D = \frac{\bar{D}_1}{\bar{D}_{1w\text{min}}} \leq \geq 1,0$  предоставляет, в частности, программа оптимального проектирования центробежных ступеней Метода универсального моделирования – раздел 8.10.

Выбор того или иного значения  $\bar{D}_1$  определяет остальные размеры входа в РК:

– высоту лопаток на входе по значениям коэффициентов  $K_F$  и  $K_D$ :

$$\bar{b}_1 = \left( \frac{\bar{D}_1^2}{K_D^2} - \bar{D}_{em}^2 \right) / 4\bar{D}_1 K_F;$$

– наружный диаметр входа в РК:  $\bar{D}_0 = \bar{D}_1 / K_D$ .

Определен и входной треугольник скоростей:

$$\varphi_1 = \frac{\Phi}{\varepsilon_1 4\bar{D}_1 \bar{b}_1}, \quad \bar{w}_1 = \sqrt{\varphi_1^2 + D_1^2}, \quad \beta_1 = \arctg \frac{\varphi_1}{D_1}. \quad (7.3.1.13)$$



**Определение размеров выхода из РК.** В меридиональной плоскости есть только один размер, подлежащий выбору — высота лопаток. Ее относительную величину определяет коэффициент расхода, с учетом или без учета стеснения. Из уравнения неразрывности:

$$\varphi_{2\text{расч}}' = \frac{\Phi_{\text{расч}}}{4\pi\tau_2\varepsilon_2'\bar{b}_2}, \quad \varphi_{2\text{расч}} = \frac{\Phi_{\text{расч}}}{4\pi\varepsilon_2\bar{b}_2}, \quad (7.3.1.14)$$

где  $\tau_2 = 1 - (0,5 \dots 0,7) \frac{\bar{\delta}_{л2}}{\pi \text{Sin} \beta_{л2}}$  - коэффициент стеснения потока

лопатками на выходе из РК, аналогичный коэффициенту стеснения на входе в РК, определяемому по формуле (7.3.1.3).

При расчете коэффициента сжимаемости на выходе следует учесть рост температуры торможения в РК в результате подвода механической работы, и уже достаточно заметные потери напора. Соответствующая формула получается путем следующих преобразований:

$$\varepsilon_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0^*} = \frac{\rho_2/\rho_1'}{\rho_0^*/\rho_1'} = \left(\frac{T_2'}{T_1'}\right)^{\frac{1}{n}} \varepsilon_1' = \left(\frac{T_0^* + \Delta T_2^* - \frac{c_2^2}{2c_p}}{T_0^* - \frac{c_1'^2}{2c_p}}\right)^{\frac{1}{n}} \varepsilon_1' \quad (\text{коэффициент сжимаемости})$$

$\varepsilon_1' = \rho_1'/\rho_0^*$  определен выше по формуле (7.3.1.9)), и так как

$$\Delta T_2^* = \frac{h_i}{C_p} = \frac{\psi_T(1 + \beta_{mp} + \beta_{np})}{C_p}, \text{ то:}$$

$$\varepsilon_2 = \left(\frac{1 + 2\frac{k-1}{k+1}\psi_T(1 + \beta_{mp} + \beta_{np})\lambda_u^2 - \frac{k-1}{k+1}(\psi_T^2 + \varphi_2^2)\lambda_u^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\varphi_1'^2\lambda_u^2}\right)^{\frac{1}{n}} \varepsilon_1', \quad (7.3.1.15)$$

где показатель процесса равен  $n = \frac{k}{(k-1)}\eta / \left(\frac{k}{(k-1)}\eta - 1\right)$ , что

вытекает из соотношения  $\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1}\eta$ , справедливого при незначительном влиянии внешнего теплообмена. Участвующий в формулах КПД — это политропный КПД РК по статическим параметрам.

Так как после выхода потока из межлопаточного канала скорость потока без учета стеснения становится меньше скорости со стеснением ( $w_2 < w_2'$ ,  $c_2 < c_2'$ ), то соответствующие плотности должны находиться в обратном соотношении:  $\varepsilon_2 > \varepsilon_2'$ . Однако при характерных для промышленных

ЦК ступеней значениях чисел Маха это различие пренебрежимо мало. В практических расчетах принимают:

$$\varepsilon_2 \approx \varepsilon_2'. \quad (7.3.1.16)$$

Очевидное влияние КПД на изменение плотности в принципе требует выбора того или иного значения КПД в начале расчета с последующей его проверкой по окончании проектирования. Такую проверку позволяет сделать Метод универсального моделирования, в программах которого последовательность расчета предусматривает необходимые итерационные процессы.

Выбор той или иной относительной высоты лопаток  $\bar{b}_2$  при заданном значении коэффициента теоретического напора означает следующую трансформацию выходного треугольника скоростей (иллюстрация на рис. 7.3.1.7):

– коэффициент расхода тем больше чем меньше  $\bar{b}_2$ :  $\varphi_{2,расч} = \frac{\Phi_{расч}}{4\pi\varepsilon_2\bar{b}_2}$ ;

– углы выхода потока в абсолютном и относительном движении тем больше, чем меньше  $\bar{b}_2$ :  $\alpha_2 = \arctg \frac{\varphi_2}{\psi_T}$ ,  $\beta_2 = \arctg \frac{\varphi_2}{1 - \psi_T}$ ;

– скорости потока и соответствующая им кинетическая энергия на выходе из РК тем больше, чем меньше  $\bar{b}_2$ :

$$\bar{c}_2 = \sqrt{\varphi_2^2 + \psi_T^2}, \quad \bar{w}_2 = \sqrt{\varphi_2^2 + (1 - \psi_T)^2};$$

– замедление потока в относительном движении тем слабее, чем меньше  $\bar{b}_2$ :  $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{\sqrt{\varphi_2^2 - (1 - \psi_T)^2}}{\bar{w}_1}$ .

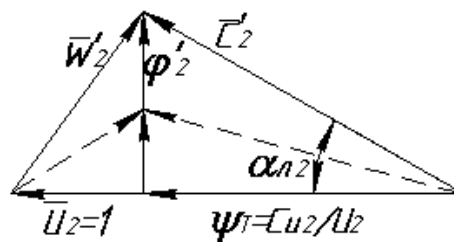


Рис. 7.3.1.7. Выходные треугольники скоростей варианта рабочего колеса с меньшим (сплошные линии) и большим значением  $\bar{b}_2$  (штриховые линии)

Перечисленные обстоятельства в разной степени определяют выбор относительной высоты лопаток, но все они должны приниматься во внимание.

Для рабочих колес со средними и большими коэффициентами напора  $\psi_{T_{расч}} > 0,55$  важно проконтролировать замедление потока в межлопаточных каналах РК. Из представленных выше соотношений вытекает следующая формула для расчета относительной высоты лопаток на выходе в зависимости от величины замедления:

$$\bar{b}_2 \leq \frac{\Phi_{расч}}{4\pi\varepsilon_2 \left[ (\bar{w}_1 \dot{w})^2 + (1 - \psi_T)^2 \right]^2}. \quad (7.3.1.17)$$

Опыт проектирования показывает, что рабочие колеса не обладают высоким КПД при среднем замедлении более 35÷40%. То есть, при расчете высоты лопаток по формуле (7.3.1.17) следует принимать значения  $\dot{w} \geq 0,60 \div 0,65$ . В противном случае вихревая зона на задней поверхности лопаток занимает слишком значительную часть межлопаточного канала, что ведет к снижению КПД. Определив  $\bar{b}_2$  по формуле (7.3.1.17) следует проверить значения коэффициента расхода и угла потока в абсолютном

движении  $\varphi_{2_{расч}} = \frac{\Phi_{расч}}{4\pi\varepsilon_2 \bar{b}_2}$  и  $\alpha_2 = \arctg \frac{\varphi_2}{\psi_T}$ .

У особо высокорасходных и высоконапорных РК значения  $\varphi_{2_{расч}}$  могут достигать значений 0,35÷0,40. Это большие значения соответствующие большой кинетической энергии потока на входе в диффузор, потери в котором ей пропорциональны. Если  $\varphi_{2_{расч}}$  еще больше, возможно следует пойти на большее замедление потока в РК, увеличив относительную высоту лопаток  $\bar{b}_2$ .

Лопаточные диффузоры хорошо работают при углах потока на входе  $\alpha_3$  не менее 12÷15°, безлопаточные диффузоры — не менее 20÷25°. Лопаточные диффузоры обычно шире, чем рабочее колесо на выходе:  $b_3 > b_2$ . Поэтому угол потока на входе на лопатки диффузора может быть меньше, чем на выходе из РК:  $\alpha_3 < \alpha_2$ . Наоборот, угол потока в БЛД можно увеличить, сделав плавное сужение в его начальной части. За счет этого можно сделать  $\alpha_3 > \alpha_2$ .

В любом случае высота лопаток РК на выходе не должна быть больше высоты лопаток на входе. У самых низконапорных РК с  $\psi_{T_{расч}} = 0,40 \div 0,45$  даже при  $b_2 = b_1$  замедление потока в межлопаточном канале может практически отсутствовать, т.е.  $\dot{w} \approx 1,0$ .

Перечисленные обстоятельства по выбору высоты лопаток указывают на необходимость компромисса для достижения суммарного минимума

потерь в рабочем колесе и диффузоре. При численной оптимизации ступеней Методом универсального моделирования сопоставление вариантов с разными  $\bar{b}_2$  дает наиболее ощутимый прирост КПД. Для примера на следующих рисунках представлены результаты оптимального проектирования трех вариантов средненапорной среднерасходной ступени РК + БЛД + ОНА Методом универсального моделирования (программа ODCS-G4E). Основные параметры ступени:  $\Phi_{\text{расч}} = 0,065$ ,  $\psi_{\text{Трасч}} = 0,625$ ,  $M_u = 0,80$ ,  $Re_u = 7E^6$ ,  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,340$ ,  $\bar{D}_4 = 1,65$ .

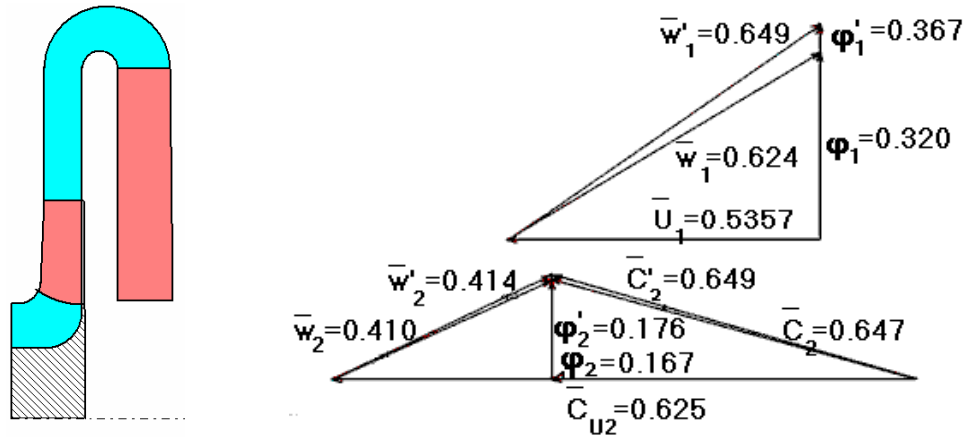


Рис. 7.3.1.8 а. Меридиональная форма и треугольники скоростей оптимизированной ступени:  $\dot{w} = 0,638 < \dot{w}_{opt}$

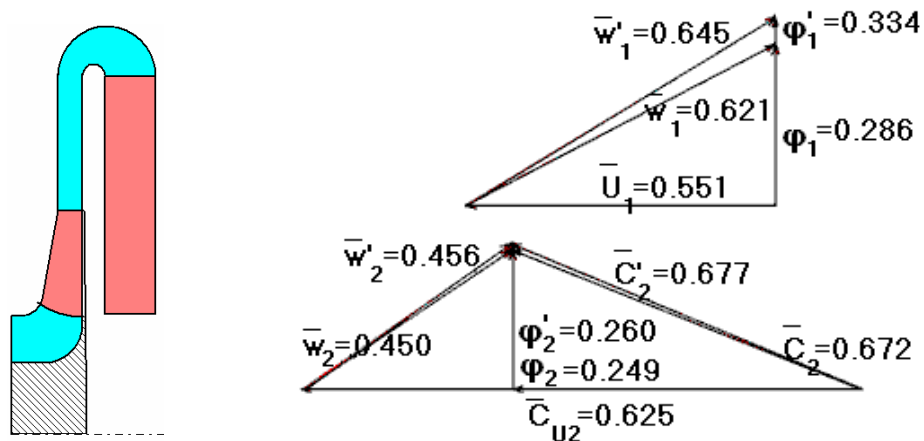


Рис. 7.3.1.8 б. Меридиональная форма и треугольники скоростей оптимизированной ступени:  $\dot{w} = 0,714 = \dot{w}_{opt}$ ;

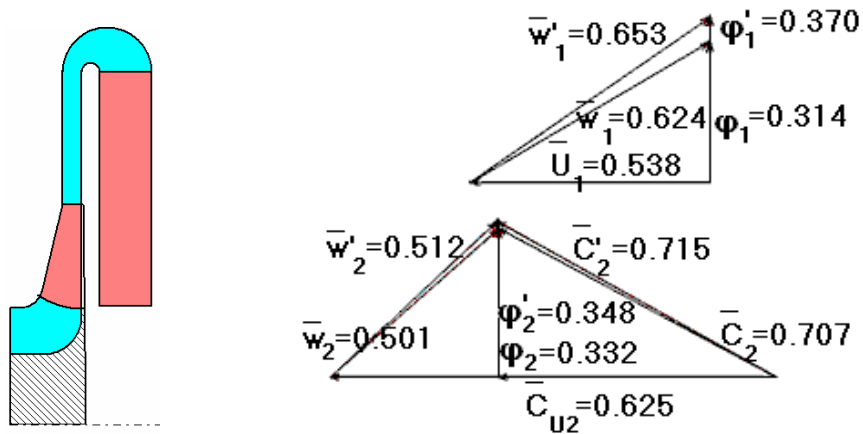


Рис. 7.3.1.8 в. Меридиональная форма и треугольники скоростей оптимизированной ступени:  $\dot{w} = 0,783 > \dot{w}_{opt}$

Все геометрические параметры ступеней оптимизировались, кроме соотношения ширины РК и БЛД: у всех вариантов  $\frac{b_3}{b_2} = 1,0$ . Анализировалось влияние выбора отношения скоростей  $\dot{w} \geq \dot{w}_{opt} = 0,714$  (конкретное значение только для этой ступени).

Различия вариантов в форме проточной части и треугольников скоростей очевидны. У варианта на рис. 7.3.1.8а, с излишним замедлением потока в межлопаточных каналах, КПД оказался на 1,5% меньше, чем у оптимального, у варианта с недостаточным замедлением КПД на 0,5% меньше.

### Определение размеров лопаточной решетки РК в радиальной плоскости

В классическом способе проектирования [17] выбор числа лопаток связан с оптимальной густотой:

$$\left(\frac{l}{t}\right)_{opt} = 2,5 \dots 4,0. \quad (7.3.2.1)$$

Обратим внимание на то, что густота круговой решетки РК, ЛД или ОНА не является столь же просто определяемой и однозначной, как в случае кольцевой решетки осевой ступени. Там на расчетном радиусе густота однозначно определяется хордой профилей и числом лопаток:  $\frac{l}{t} = \frac{B}{2\pi r_p / z}$ . В

случае круговой решетки длина лопатки  $l \approx \frac{r_2 - r_1}{\sin \beta_{лсп}} = \frac{r_2 - r_1}{\sin 0,5(\beta_{л2} + \beta_{л1})}$  В

действительности сильно зависит еще и от формы ее средней линии между радиусами  $r_1$  и  $r_2$ , а шаг лопаток разный на разных радиусах. Для типичных РК со средней линией лопаток в виде дуги окружности в этой же монографии [17] густоту круговой решетки рекомендуется рассчитывать по формуле:

$$\frac{l}{t} = z \frac{\lg \frac{D_2}{D_1}}{2,73 \sin \beta_{\text{л.ср}}}, \quad (7.3.2.2)$$

где  $\beta_{\text{л.ср}} = 0,5(\beta_{\text{л.1}} + \beta_{\text{л.2}})$ .

В этом случае число лопаток следует выбирать по соотношению:

$$z_{\text{опт}} = (2,5 \dots 4,0) \frac{2,73 \sin \beta_{\text{л.ср}}}{\lg \frac{D_2}{D_1}}. \quad (7.3.2.3)$$

Напомним, что при проектировании лопаточных аппаратов осевого компрессора по диаграмме Хауэлла, следует выбирать густоту решетки в пределах  $\frac{B}{t} = \frac{1}{t/B} = 1 \div 1,43$ , причем это осознанный выбор, связанный с желанием создать менее или более высоконапорную ступень. Число лопаток круговой решетки РК по формуле (7.3.2.3) не связано с коэффициентом напора, но только с желанием получить наивысший КПД и приемлемую зону работы. В [17] указывается на необходимость выбирать меньшее оптимальное число лопаток, когда есть опасность сильного стеснения потока лопатками на входе в РК.

Принципы газодинамического проектирования кафедры КВХТ [19] отдают предпочтение газодинамическим параметрам, а не геометрическим. В данном случае речь идет о том, что оптимальный выбор числа лопаток предпочтительнее делать исходя из их аэродинамической нагрузки, а не по густоте решетки. Связь между аэродинамической нагрузкой (это разность скоростей на задней и передней поверхностях лопаток) и числом лопаток устанавливает теорема об изменении момента количества движения. Рассмотрим ее соотношения, пренебрегая силами трения, которые мало влияют на результат.

На поверхности лопаток действует разность давлений  $\Delta p = p_{\text{п}} - p_{\text{з}}$ , которую, как и разность скоростей, можно назвать аэродинамической нагрузкой. На бесконечно малом радиальном отрезке  $dr$  (рис. 7.3.2.1) эта разность давлений создает элементарную силу в направлении, противоположном направлению вращения РК, и момент относительно оси вращения ротора:

$$\left. \begin{aligned} dP_u &= -\Delta p b dr, \\ dM_z &= -dP_u r z \end{aligned} \right\} \quad (7.3.2.4)$$

Здесь  $b$  — высота лопатки на рассматриваемом радиусе  $r$ ,  $z$  — число лопаток. Знак «минус» показывает, что сила и момент направлены в сторону, противоположную вращению.

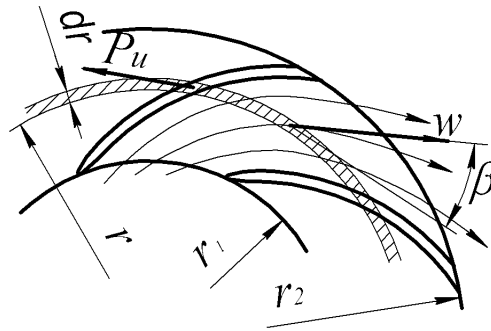


Рис. 7.3.2.1. Схема возникновения момента сил давления  $M_z$  относительно оси рабочего колеса

Препятствующий вращению РК момент  $dM_z$  преодолевается приводным двигателем. Теорема об изменении момента количества движения гласит, что момент внешних сил — в данном случае это момент, развиваемый двигателем  $dM'_z = -dM_z$  — равен изменению момента количества движения газа, протекающего через межлопаточные каналы в единицу времени:

$$dM'_z = d(c_u r \bar{m}). \quad (7.3.2.5)$$

Имея в виду, что расход газа через кольцевое сечение радиуса  $r$  равен  $\bar{m} = \rho w_r 2\pi r b \tau$  (коэффициент стеснения учитывает, что часть проходного сечения занята лопатками конечной толщины), и вынося его из под знака дифференцирования как постоянную величину, получаем:

$$d(c_u r) = \frac{\Delta p b dr \cdot r z}{\rho w_r 2\pi r b \tau} = \frac{z}{2\pi \tau} \frac{\Delta p}{\rho} \frac{1}{w \sin \beta} dr. \quad (7.3.2.6)$$

Оперировать диаграммами скоростей на поверхности лопаток удобнее, чем диаграммами давлений, поэтому воспользуемся уравнением Бернулли для относительного движения, которое связывает давления и скорости в

межлопаточных каналах РК (для упрощения рассматривается движение несжимаемой жидкости):  $p - p_1 = \rho \frac{w_1^2 - w^2}{2} + \rho \frac{u^2 - u_1^2}{2} - \rho h_w$ , или

$$\tilde{p}^* - \tilde{p}_1^* = \rho \frac{u^2 - u_1^2}{2} - \rho h_w, \quad (7.3.2.7)$$

где  $\tilde{p}^* = p + \rho \frac{w^2}{2}$  — полное давление газа в относительном движении.

Итак, в невязком ядре потока ( $h_w = 0$ ) полное давление в относительном движении меняется только по радиусу, откуда при равенстве полного давления на передней и задней поверхностях лопатки  $\tilde{p}_\Pi^* = \tilde{p}_3^*$  и  $p_\Pi + \rho \frac{w_\Pi^2}{2} = p_3 + \rho \frac{w_3^2}{2}$ :

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{w_3^2 - w_\Pi^2}{2} = \frac{w_3 + w_\Pi}{2} (w_3 - w_\Pi). \quad (7.3.2.8)$$

Так как  $\frac{w_3 + w_\Pi}{2} \approx w$ , т.е. среднеарифметическая величина скоростей на задней и передней поверхностях лопаток примерно равна среднерасходной скорости в межлопаточном канале, а  $w_3 - w_\Pi = \Delta w$  — искомая аэродинамическая нагрузка, то соотношение (7.3.2.6) предстает в виде:

$$d(c_u r) = \frac{z}{2\pi\tau} \frac{\Delta w}{\sin\beta} dr. \quad (7.3.2.9)$$

Интегрируя это соотношение в предположении постоянства нагрузки по радиусу  $\Delta w = f(r) = \text{const}$ , и заменяя текущее значение угла потока его средним значением, получим после приведения к безразмерному виду:

$$\psi_T = \frac{z}{2\pi\tau} \Delta \bar{w} \frac{(1 - \bar{D}_1)}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}. \quad (7.3.2.10)$$

Итак, заданная величина коэффициента теоретического напора может быть получена при малом числе лопаток  $z$  и большой безразмерной нагрузке  $\Delta \bar{w} = \frac{w_3 - w_\Pi}{u_2}$ , или наоборот — рис. 7.3.2.2.



При большой нагрузке и малом числе лопаток большие скорости и сильное замедление потока имеют место на задней поверхности. Именно здесь опасен отрыв потока. Скорость потока в точке отрыва на задней поверхности больше, соответственно больше и потери отрыва.

При маленькой нагрузке замедление вдоль задней поверхности меньше, но большая поверхность трения. Большое число лопаток ведет к большому стеснению потока на входе, что в любом случае нежелательно. Из-за стеснения потока возрастает средняя скорость, поэтому увеличение числа лопаток в некоторых случаях может не привести к желаемому снижению скорости на задней поверхности.

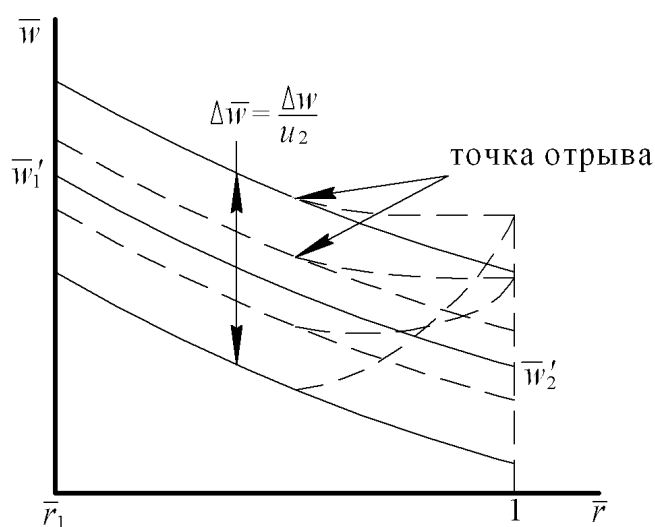


Рис. 7.3.2.2. Относительная нагрузка на лопатку: сплошные линии — при малом числе лопаток, штриховые линии — при большом числе лопаток

Теоретический анализ и опыт проектирования показывают, что оптимальная нагрузка  $\Delta\bar{w}_{opt}$  в некоторой степени зависит от заданного коэффициента теоретического напора рабочего колеса. В диапазоне  $\psi_{Трасч} = 0,40-0,70$  оптимальная нагрузка меняется в диапазоне  $\Delta\bar{w}_{opt} \approx 0,32-0,42$ . Тем не менее, получение больших коэффициентов напора требует большего числа лопаток. Для среднерасходных РК оптимальное количество лопаток в диапазоне  $\psi_{Трасч} = 0,4-0,70$  возрастает от 9–11 до 17–23:

$$z_{opt} = (0,32...0,45) \frac{\psi_{Трасч}}{\Delta\bar{w}} 2\pi\tau \frac{\sin\beta_{cp}}{1-D_1}. \quad (7.3.2.11)$$

Нужно отметить, что небольшое отступление от оптимального числа лопаток несильно сказывается на эффективности ступени. На рис. 7.3.2.3 показана зависимость КПД от средней нагрузки лопаток средненапорного

РК. Изменение нагрузки в пределах 0,33 – 0,45 меняет ожидаемый КПД в пределах 4-го знака.

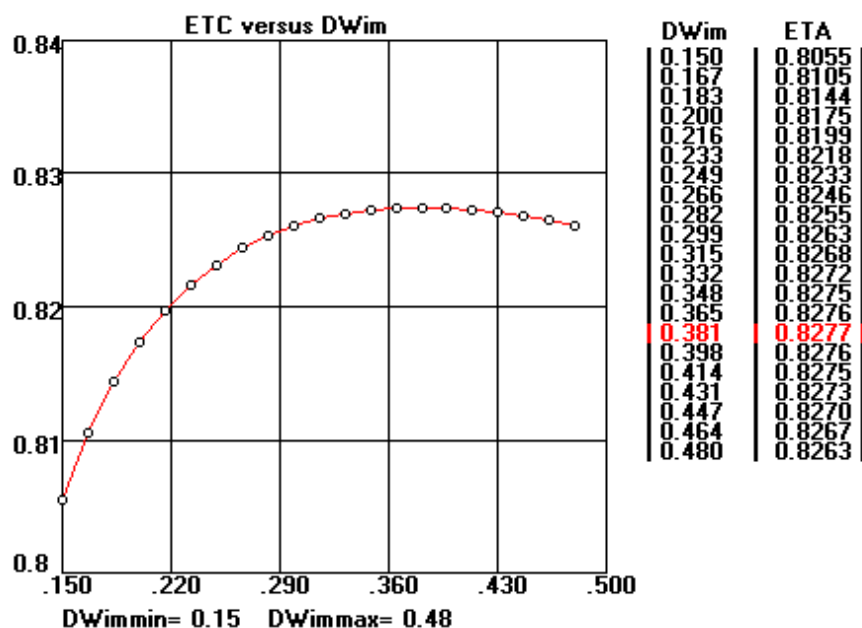


Рис. 7.3.2.3. Зависимость КПД ступени от средней нагрузки лопаток рабочего колеса средненапорной, среднерасходной ступени (Программа ODCS-G5E Метода универсального моделирования)

При выборе числа лопаток предпочтение отдается простым числам (7, 11, 13, 17, 19, 23 и т.д.), что уменьшает опасность акустического резонанса из-за нестационарности потока, связанной с конечным числом лопаток. Большое число лопаток повышает частоту собственных колебаний покрывающего и основного дисков в промежутках между лопатками.

Помимо коэффициента теоретического напора и средней нагрузки на оптимальное число лопаток влияет их безразмерная длина  $\frac{l}{D_2} \approx \frac{1 - \bar{D}_1}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}$ .

Длина лопаток разная при разной форме лопаток в радиальной плоскости. Эта форма так же может быть объектом оптимизации. В практике проектирования кафедры КВХТ окончательный выбор числа лопаток делается на основании анализа диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока на их поверхности. Примеры приведены в разделе 7.4.

**Форма средней линии лопатки в радиальной плоскости.** Ранее определены входной и выходной треугольники скоростей, обеспечивающие заданные расход и напор ступени. Теперь следует определить форму лопаток, при которой заданные параметры будут обеспечены при минимальных потерях напора в межлопаточных каналах. Эта задача делится на три составляющие.

Оптимальный входной угол лопаток  $\beta_{л1}$  выбирается из условия безударного обтекания на расчетном режиме с учетом следующих соображений. Потери КПД в межлопаточном канале РК определяются соотношением  $\Delta\eta_{РК} = 0,5 \frac{\zeta_{РК}}{\psi_T} (w_1'/u_2)^2$ . Так как входная скорость  $w_1'/u_2$  уже минимизирована, а коэффициент теоретического напора — заданная величина, то минимизировать можно только коэффициент потерь  $\zeta_{РК}$ . Расчеты и практика проектирования показывают, что для этого на расчетном режиме нужно обеспечить условие безударного входа потока на лопатки.

В разделе 4.9 показано, что условие безударного входа обеспечено тогда, когда струйка тока, идущая к поверхности лопатки (критическая струйка тока) направлена под углом лопатки на входе (угол  $\beta_{л1}$ ). В этом случае критическая точка находится на входной кромке, и обтекание носика лопатки наиболее гладкое, то есть, нет пиков скоростей, которые возникают при ударном обтекании. Такие пики возникают, если критическая струйка тока находится как на передней стороне лопатки (положительный угол атаки), так и на задней стороне лопатки (отрицательный угол атаки).

Итак, угол входа лопатки  $\beta_{л1}$  должен соответствовать направлению критической струйки тока. Поскольку лопатки имеют конечную толщину и снижают площадь проходного сечения, то критическая струйка тока разгоняется до скорости  $c_1' = c_1/\tau_1$  (рис. 7.3.2.4). Одновременно из-за разности давлений на передней и задней стороне лопатки эта струйка поворачивается в сторону задней поверхности, где давление меньше. Критическая струйка приобретает закрутку, противоположную вращению РК. В результате критическая струйка тока приближается к поверхности лопаток со скоростью  $w_{1пс}$ .

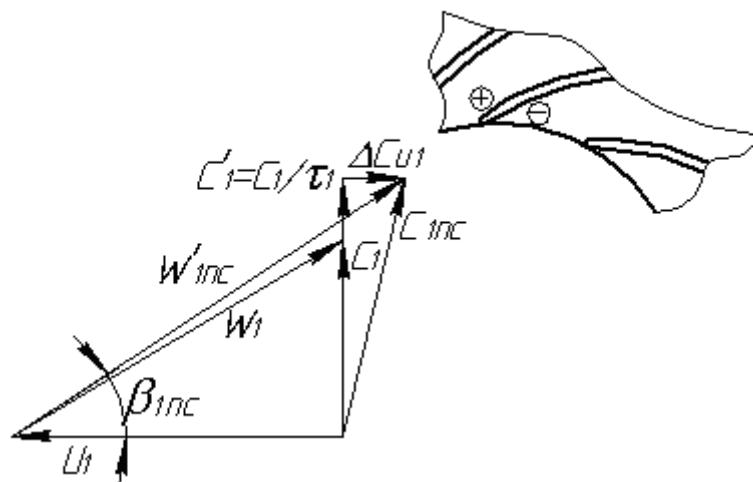


Рис. 7.3.2.4. Изменение величины и направления струйки тока, идущей в переднюю критическую точку лопатки рабочего колеса

Нужно обратить внимание на то, что в сторону, противоположную вращению, закручивается не весь поток, а только критическая струйка тока. Струйка тока в середине межлопаточного канала поворачивает в сторону задней поверхности лопатки, приобретая при этом положительную закрутку. То есть, перед лопатками возникает шаговая неравномерность, поскольку частицы газа приобретают разную по величине и направлению относительную скорость — с отрицательной и положительной закруткой\*. В абсолютном движении поток перед РК становится периодически нестационарным.

С учетом изложенного условие безударного входа определяется соотношениями:

$$i_{1\text{nc}} = \beta_{\text{л1}} - \beta_{1\text{nc}} = 0, \quad \beta_{1\text{nc}} = \arctg \frac{\dot{\varphi}_1}{\bar{u}_1 - \Delta\bar{c}_{u1}} \quad (\bar{u}_1 = \bar{D}_1, \Delta\bar{c}_{u1} < 0). \quad (7.3.2.12)$$

Для расчета  $\Delta c_{u1}$  автором предложена следующая физическая схема (рис. 7.3.2.5). Передавая газу механическую работу двигателя, лопатки рабочего колеса создают на выходе из него циркуляцию потока  $\Gamma = c_{u2} 2\pi r_2$ . Каждая из лопаток воздействует на поток таким же образом, как воздействовал бы вихрь с циркуляцией  $\Gamma_{\text{л}} = \frac{c_{u2} 2\pi r_2}{z}$  ( $z$  — число лопаток).

Представим, что вихрь расположен на лопатке в точке приложения аэродинамической силы на радиусе, который условно назовем радиусом давления  $r_d$ . Вихрь индуцирует скорости в потоке, обратно пропорциональные расстоянию от своего центра. Таким образом, закрутка критической струйки тока на входе на лопатки может быть представлена так:

$$\Delta c_{u1} = -\frac{c_{u2} 2\pi r_2}{z(r_d - r_1)}. \quad (7.3.2.13)$$

---

\* Если перед РК поток не имел предварительной закрутки, т.е.  $c_{u1} = 0$ , то и в результате перестройки под воздействием нагрузки лопаток закрутка не может появиться. Противоположное противоречило бы теореме об изменении момента количества движения  $d(\bar{m}c_u) = dM_z$ , так как момент внешних сил  $M_z$  в вязком ядре потока перед лопатками отсутствует.

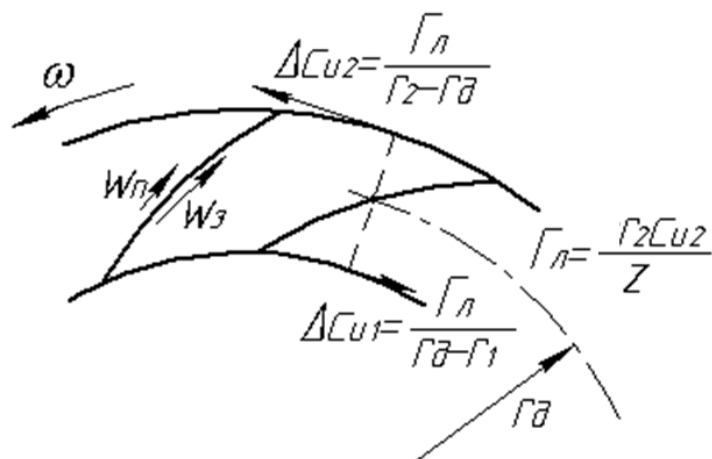


Рис. 7.3.2.5. Схема к расчету  $\Delta c_{u1}$ , вследствие перестройки потока при входе на лопатку

Положение  $r_d$  зависит от характера распределения нагрузки. Если нагрузка постоянна по радиусу, то центр давления находится посередине между  $r_1$  и  $r_2$ . При проектировании РК по Методу универсального моделирования нагрузка обычно несколько смещена к концу лопатки. В этом случае центр давления приближается к концу лопаток. Схематизировано характер распределения нагрузки лопаток отражает коэффициент центра давления:

$$K_{\text{цд}} = \frac{r_2 - r_d}{r_2 - r_1}. \quad (7.3.2.14)$$

После преобразований в безразмерном виде закрутка критической струйки тока предстанет в виде:

$$\Delta \bar{c}_{u1} = - \frac{\Psi_T}{z(r_2 - r_1)(1 - K_{\text{цд}})}. \quad (7.3.2.15)$$

В зависимости от выбранного вида распределения нагрузки по длине лопаток, значения коэффициента центра давления  $K_{\text{цд}} = 0,45 \div 0,50$ .

Предложенная схема определения закрутки критической струйки тока учитывает:

- среднюю нагрузку лопаток, связанную с коэффициентом напора РК, числом и радиальной протяженностью лопаток;
- характер распределения нагрузки через величину коэффициента  $K_{\text{цд}}$ .

Опосредствованно формула учитывает, насколько велика разность давлений в той области лопатки, где формируется перестройка потока.

Входной угол лопатки, обеспечивающий безударное обтекание равен:

$$\beta_{\text{лбy}} = \text{arctg} \frac{\varphi_1 / \tau_1}{\bar{D}_1 + \frac{2\pi\psi_{\text{Tрасч}}}{z(1-\bar{D}_1)(1-K_{\text{цд}})}}. \quad (7.3.2.16)$$

Анализ экспериментальных данных и расчетов обтекания лопаток невязким квазитрехмерным потоком показал, что формула не только отражает роль наиболее важных факторов, определяющих перестройку потока, но и гарантирует приемлемую для целей практического проектирования точность расчета необходимого входного угла лопаток.

Отметим, что в формуле нет эмпирических коэффициентов, отражающих роль вязкости потока. Действительно, измерения показали, что в рабочих колесах заметное влияние вязкости появляется ближе к выходу из межлопаточных каналов — там, где появляется отрыв потока.

На рис. 7.3.2.4 показано, что стеснение увеличивает угол натекания критической струйки тока, а перестройка из-за разности давлений уменьшает. В некоторых случаях оба эти фактора компенсируют друг друга, но опыт проектирования показывает, что для большинства РК необходимо учитывать оба фактора.

Выходной угол лопаток  $\beta_{\text{л2}}$  следует выбирать таким образом, чтобы обеспечить заданный коэффициент теоретического напора  $\psi_{\text{Tрасч}}$ . Как известно, на выходе из межлопаточных каналов поток имеет угол выхода  $\beta_2$  меньший, чем угол лопаток  $\beta_{\text{л2}}$ . Угол отставания  $\Delta\beta = \beta_{\text{л2}} - \beta_2$  должен быть учтен при выборе угла лопаток.

Рассмотрим движение невязкого газа на выходе из РК с соблюдением постулата Жуковского – Чаплыгина, когда критическая струйка тока покидает лопатку под углом  $\beta_{\text{л2}}$ . Как известно, в невязком потоке форма линий тока не зависит от направления движения. Если представить, что поток движется от периферии к центру, то срединные линии тока, подсасываясь к области пониженного давления на задней поверхности лопатки, приобретут направление под углом меньше  $\beta_{\text{л2}}$ . Иначе говоря, для соблюдения условия схода (постулата) Жуковского - Чаплыгина, средний угол выхода потока из РК должен быть меньше угла выхода лопаток  $\beta_2 < \beta_{\text{л2}}$ .

Схема перестройки потока на выходе из рабочего колеса показана на рис. 7.3.2.6



практически всю заднюю поверхность лопаток. В области следа имеет место существенная вихревая составляющая потока, аналогичная вторичному течению.

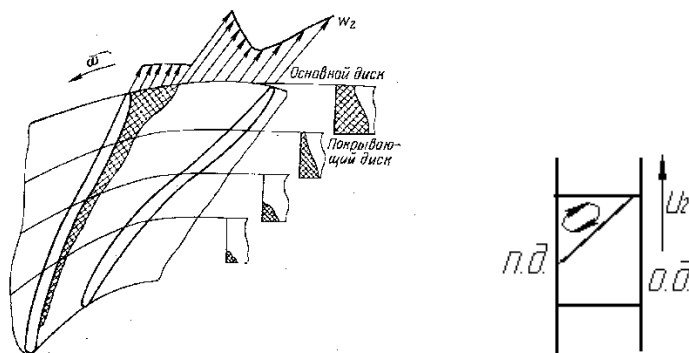


Рис. 7.3.2.7. Схема течения в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса [19]

Утолщенный пограничный слой и низкоэнергетическая зона на задней поверхности лопаток приводит к уменьшению отклоняющей способности лопаточной решетки. Для обеспечения заданного коэффициента напора по сравнению с невязким потоком нужно выбрать большую величину  $\beta_{л2}$ , для чего в формулу (7.3.2.17) и введен эмпирический коэффициент  $K_\mu > 1,0$ . Понятно, что его величина тем больше, чем сильнее проявляет себя вязкость потока. Известно, что в более высоконапорных РК приходится сильнее снижать скорость в межлопаточных каналах. Влияние числа Россби (подавление поперечных пульсаций на задней поверхности лопаток) так же сильнее. Оба фактора приводят к более сильному развитию низкоэнергетической зоны и росту угла отставания. Обработка экспериментальных данных показала, что у низконапорных рабочих колес с  $\psi_{Т\text{расч}} \approx 0,50$  значение  $K_\mu \approx 1,6$ , но при  $\psi_{Т\text{расч}} = 0,70 - 0,75$  возрастает до  $K_\mu \approx 2,4$ .

В настоящее время на кафедре КВХТ используется программа расчета обтекания лопаток невязким потоком (прямая задача газовой динамики). Процесс оптимального проектирования — это сопоставление вариантов решения прямой задачи. В зависимости от напорности РК, коэффициент теоретического напора, рассчитанный по программе, получается равным  $\psi_{Т\text{расч}} = (0,90 - 0,94)\psi_{Тid}$ . Входной угол выбирается из условия безударного обтекания, которое оценивается по рассчитанной диаграмме скоростей. При проектировании РК входной угол выбирается по формуле (7.3.2.16). Затем это значение проверяется и корректируется при необходимости расчетом невязкого потока. Выходной угол выбирается из условия обеспечения заданного напора как  $\psi_{Т\text{расч}} = f(\psi_{Тid})$ , для чего разработаны необходимые эмпирические соотношения.



После выбора входного и выходного углов следует выбрать форму средней линии лопаток, при которой получится минимальная величина коэффициента потерь.

При «классическом» способе профилирования [17] форма средней линии лопаток между  $D_1$  и  $D_2$  — это дуга окружности, или прямая, как частный случай (рис. 7.3.2.8). Величины радиусов кривизны  $R_{л}$  и положения центра радиусов кривизны  $R_0$  определяются диаметрами начала и конца лопаток  $D_1$  и  $D_2$ , и углами лопаток на входе и выходе  $\beta_{л1}$  и  $\beta_{л2}$ . Соответствующие формулы вытекают из очевидных геометрических соотношений:

$$\bar{R}_{л} = R_{л} / D_2 = \frac{1 - \bar{D}_1^2}{4(\cos \beta_{л2} - \bar{D}_1 \cos \beta_{л1})}. \quad (7.3.2.18)$$

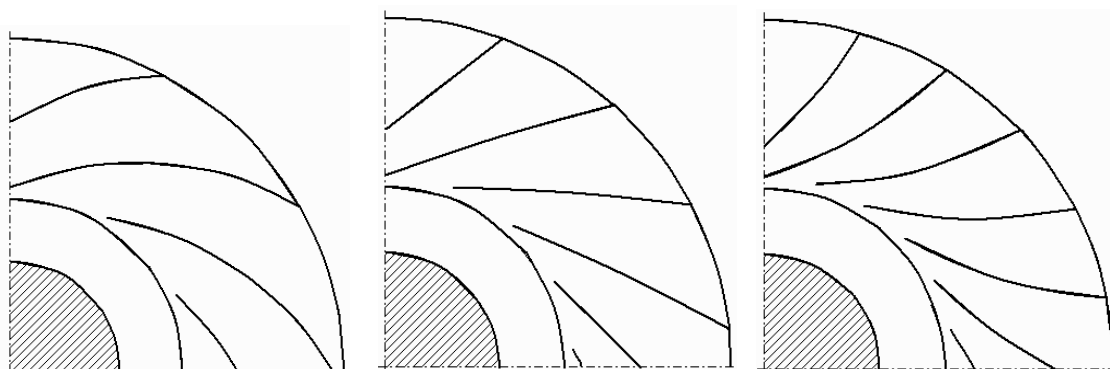
$$\bar{R}_0 = R_0 / D_2 = \sqrt{0,25 + \bar{R}_{л}^2 - \bar{R}_{л} \cos \beta_{л2}} \quad (7.3.2.19)$$

Из формул следует:

– при  $\cos \beta_{л2} > \bar{D}_1 \cos \beta_{л1}$  радиус кривизны лопаток — положительный, т.е. центр кривизны расположен со стороны задней поверхности лопаток. Обычно значение относительного диаметра входа  $\bar{D}_1$  лежит в пределах  $0,52 \div 0,58$ , а входной угол лопаток  $\beta_{л1} = 25 \div 30^\circ$ . Поэтому обычно центр кривизны лопаток расположен со стороны задней поверхности лопаток при  $\beta_{л2} < 58 \div 63^\circ$ . Такие лопатки иногда называют «лопатки, загнутые назад»;

– при  $\cos \beta_{л2} = \bar{D}_1 \cos \beta_{л1}$ ,  $\beta_{л2} \sim 60^\circ$  радиус кривизны лопаток равен бесконечности, т.е. средняя линия лопаток прямая линия — «прямые лопатки»;

– при  $\cos \beta_{л2} < \bar{D}_1 \cos \beta_{л1}$  радиус кривизны лопаток — отрицательный, то есть, его центр расположен со стороны передней поверхности лопаток. Для типичных РК это имеет место при  $\beta_{л2} > 58 \div 63^\circ$ . Такие лопатки иногда называют «лопатки, загнутые вперед».



а

б

в

Рис. 7.3.2.8. Форма средней линии лопаток в виде дуги окружности: а — центр кривизны со стороны задней поверхности; б — радиус кривизны равен бесконечности (прямая линия); в — центр кривизны со стороны передней поверхности

«Геометрический» способ профилирования долгое время был единственным, и сейчас достаточно широко применяется. С его помощью создано много высокоэффективных компрессоров и модельных ступеней, в том числе и на кафедре КВХТ. Однако при профилировании высокорасходных и высоконапорных РК эффективность ступеней оказывается недостаточной, что побудило к созданию аэродинамически обоснованного подхода. Альтернативный метод профилирования лопаток РК с учетом распределения скоростей невязкого потока на поверхностях лопаток разработан в научной группе автора «Рабочие процессы центробежных компрессоров» кафедры КВХТ [20].

Связь между диаграммой скоростей на поверхности лопаток и формой их средней линии вытекает из теоремы об изменении момента количества движения. Повторим и разовьем рассуждения относительно нагрузки лопаток, представленные выше при обсуждении выбора оптимального числа лопаток. Формула (7.3.2.6) может быть представлена в виде:

$$\frac{d(c_u r)}{dr} = \frac{z}{2\pi\tau} \frac{\Delta w}{\sin\beta}. \quad (7.3.2.20)$$

Так как  $c_u = u - w_u$  (при обычных углах потока  $\beta < 90^\circ$ ) то:

$$\frac{d(c_u r)}{dr} = \frac{d(\omega r \cdot r - w_u r)}{dr} = 2\omega r - r \frac{dw_u}{dr} - w_u = \frac{z}{2\pi\tau} \frac{\Delta w}{\sin\beta}$$

и  $\Delta w = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left( 2\omega r - r \frac{dw_u}{dr} - w_u \right)$ . Так как  $w_u = c_r \operatorname{ctg}\beta$ , то

$$\Delta w = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left( 2\omega r - r \operatorname{ctg}\beta \frac{dc_r}{dr} - r c_r \frac{d(\operatorname{ctg}\beta)}{dr} - c_r \operatorname{ctg}\beta \right).$$

Приведя к безразмерному виду  $\Delta \bar{w} = \frac{\Delta w}{u_2}$ ,  $\bar{r} = \frac{r}{r_2}$ ,  $\varphi = \frac{c_r}{u_2}$ :

$$\Delta \bar{w} = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left( 2\bar{r} - \bar{r} \operatorname{ctg}\beta \frac{d\varphi}{d\bar{r}} - \bar{r} \varphi \frac{d(\operatorname{ctg}\beta)}{d\bar{r}} - \varphi \operatorname{ctg}\beta \right). \quad (7.3.2.21)$$

Значение текущей величины коэффициента расхода вытекает из уравнения неразрывности:

$$\varphi' = \frac{\Phi}{4 \frac{\rho}{\rho_0} \tau \bar{b} \bar{D}}, \quad (7.3.2.22)$$

и, так как зависимость  $b/D_2 = f(r)$  определена, то влиять на нагрузку изменением коэффициента расхода в межлопаточном канале ( $d\varphi/d\bar{r}$ ) нельзя. Заметим только, что при росте текущего коэффициента расхода в межлопаточном канале нагрузка уменьшается, и наоборот.

Оптимизация формы лопаточной решетки с учетом диаграмм скоростей производится за счет выбора наиболее подходящей зависимости  $\beta_{л} = f(r)$ , которая определяет зависимость углов потока  $\beta = f(r)$ . С учетом рассмотренных выше процессов перестройки потока на входе и его отставания на выходе зависимости  $\beta = f(r)$  и  $\beta_{л} = f(r)$  находятся в качественной зависимости, показанной на рис. 7.3.2.9. При безударном обтекании входной кромки поток входит в межлопаточный канал с углом больше угла лопаток  $\beta_1 > \beta_{л1}$ . На некотором удалении от входа практически полностью направляется лопатками,  $\beta \approx \beta_{л}$ . Ближе к выходу начинается процесс отставания потока,  $\beta < \beta_{л}$ .

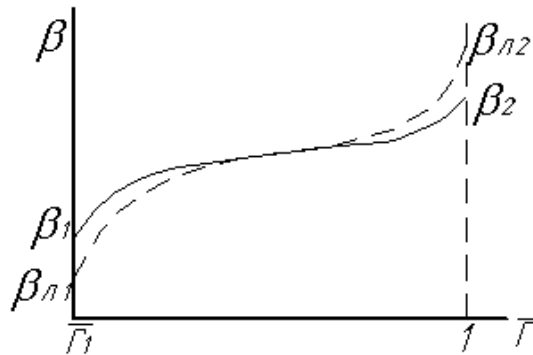


Рис. 7.3.2.9. Изменение углов потока (расчетный режим) и углов лопатки рабочего колеса по радиусу

В любом случае при увеличении угла лопаток поток следует за их направлением с некоторым опережением на входе или отставанием на выходе. Их формулы (7.3.2.21) следует, что при увеличении угла потока нагрузка растет, так как  $\frac{d(\operatorname{ctg}\beta)}{d\bar{r}}$  становится отрицательным.

Рассмотрим характер влияния  $\Delta\bar{w} = f(r)$  на диаграммы скоростей и, через них, на аэродинамические свойства лопаточной решетки РК.

Представим диаграмму скоростей схематизировано, при следующих допущениях:

- средняя скорость  $w = f(r)$  меняется линейно;
- текущая нагрузка  $\Delta\bar{w} = f(r)$  меняется линейно;
- скорости на задней и передней поверхностях лопаток равны  $w_3 = w + 0,5\Delta\bar{w}$  и  $w_{II} = w - 0,5\Delta\bar{w}$ , соответственно. Такие допущения вполне приемлемы для качественного анализа.

Будем иметь в виду, что отрыв потока (низкоэнергетическая зона — «след») образуется на задней поверхности лопатки. Понятно, что вихревые потери пропорциональны кинетической энергии в точке образования следа. Для уменьшения вихревых потерь зону следа нужно сместить как можно ближе к выходу из РК, т.е. в область малых скоростей (или избежать ее образования вовсе).

Схематизированная эпюра скоростей показана на рис. 7.3.2.10. При заданных треугольниках скоростей на входе и выходе разный характер изменения лопаточных углов по радиусу приведет к разному распределению нагрузки и к разным диаграммам скоростей. На рисунке сплошными линиями показана диаграмма скоростей с постоянной по радиусу нагрузкой. Штриховыми линиями показана диаграмма при нагрузке в начале лопаток больше средней, штрихпунктирные линии — нагрузка на входе меньше средней.

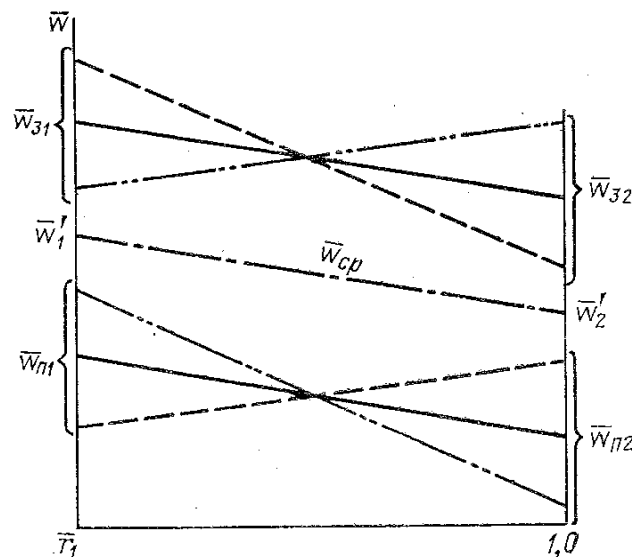


Рис. 7.3.2.10. Схематизированная эпюра скоростей на поверхности лопатки с различным распределением нагрузки

При «геометрическом» способе профилирования (средняя линия лопатки — дуга окружности) и умеренных углах выхода  $\beta_{12} \approx 40 \div 50^\circ$

нагрузка по радиусу близка к линейной. При нарастающем от входа к выходу градиенте изменения угла лопаток  $\frac{d\beta_{л}}{dr}$  нагрузка на входе меньше, чем на выходе, и наоборот.

Очевидно, что максимальная местная скорость на лопатке имеет место вблизи входной кромки на задней поверхности и равна  $\bar{w}_{31} = \bar{w}_1' + 0,5\Delta\bar{w}_1$ . Известно, что негативное влияние сжимаемости потока проявляется особенно сильно, когда местная скорость превышает скорость звука. Условие  $M_{w31} = 1,0$  для РК с большой нагрузкой на входе будет иметь место при меньших  $M_u$ , чем для РК с малой величиной  $\Delta\bar{w}_1$ . По аналогии с осевыми ступенями фактор диффузорности представится в виде:

$$F_D = 1 - \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_{31}} = 1 - \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_1' + 0,5\Delta\bar{w}_1}. \quad (7.3.2.23)$$

Очевидно, что при одинаковой средней диффузорности  $\dot{w} = \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_1'}$  фактор диффузорности больше, т.е. замедление потока вдоль задней поверхности сильнее у РК с большой нагрузкой на входе. Эти соображения — в пользу РК с малой нагрузкой на входе. В практике кафедры КВХТ хорошие результаты получены при проектировании ряда колес средней напорности со схематизированной диаграммой скоростей, показанной на рис. 7.3.2.11.

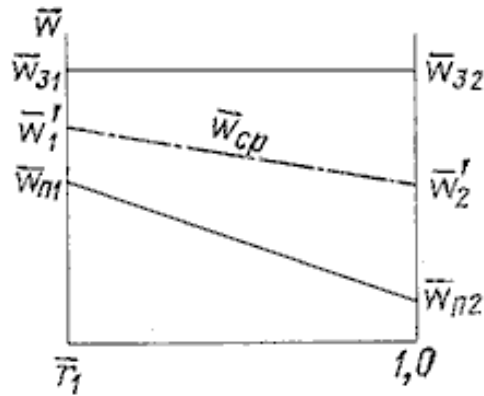


Рис. 7.3.2.11. Схематизированная диаграмма скоростей на лопатках рабочего колеса при условии  $\bar{w}_{32} = \bar{w}_{31}$

Цель профилирования — обеспечить движение газа вдоль задней поверхности с постоянной скоростью, или с небольшим замедлением - во избежание раннего образования «следа». При разгрузке лопатки на выходе с быстрым замедлением  $\frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_{32}}$  «след» неизбежно образуется, но его

интенсивность заметно меньше, чем у РК с замедлением на основной части лопаток.

Следует иметь в виду, что при уменьшении нагрузки на входе уменьшаются проходные сечения межлопаточных каналов  $f = b \cdot a = b\tau 2\pi r \sin\beta_{\text{л}} / z$  ( $a$  — расстояние между лопатками по нормали к средней линии) и средняя скорость потока становится больше. Это уменьшает положительный эффект от снижения нагрузки, а может сделать этот эффект отрицательным.

Для более достоверного качественного анализа вариантов РК с разной формой средней линии лопаток на кафедре КВХТ используется анализ обтекания лопаток РК невязким квазитрехмерным потоком (компьютерная программа 3ДМ.023). На рис. 7.3.2.12 сопоставлены два варианта РК средней напорности. У одного из них лопатки очерчены дугой окружности, у другого нагрузка на входе уменьшена и увеличена на выходе. Оба варианта РК рассчитаны на одинаковые параметры  $\Phi_{\text{расч}} = 0,070$ ,  $\psi_{\text{Трасч}} = 0,575$ ,  $M_u = 0,85$  и имеют одинаковую меридиональную форму.

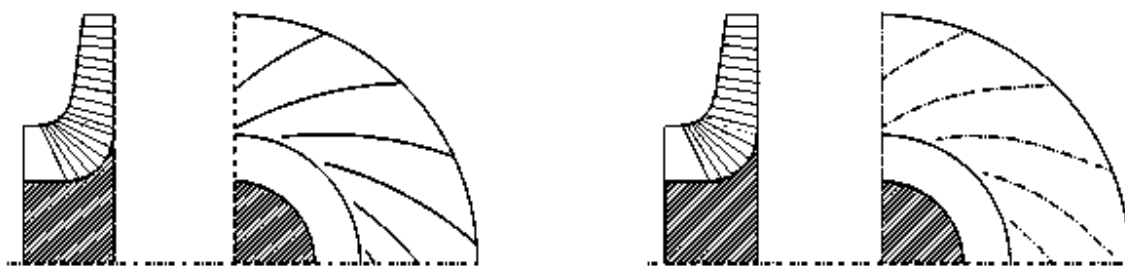


Рис. 7.3.2.12 а. Схема проточной части двух вариантов РК.

Слева — «дуговые» лопатки, справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

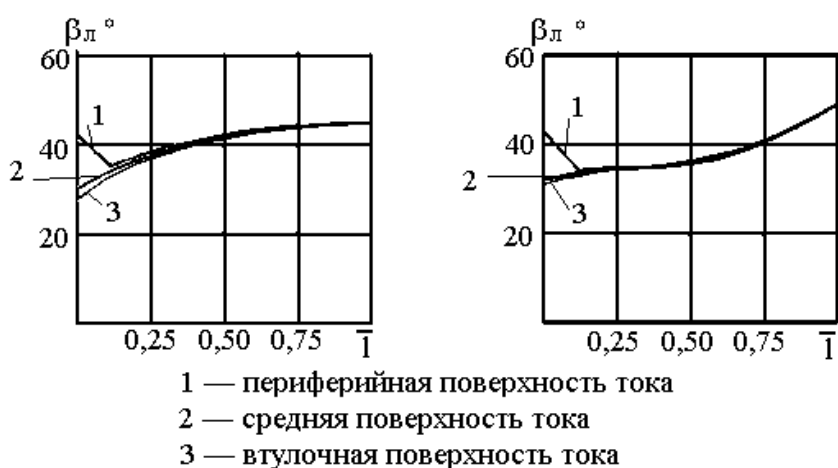


Рис. 7.3.2.12 б. Изменение лопаточных углов по радиусу двух вариантов рабочего колеса: слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

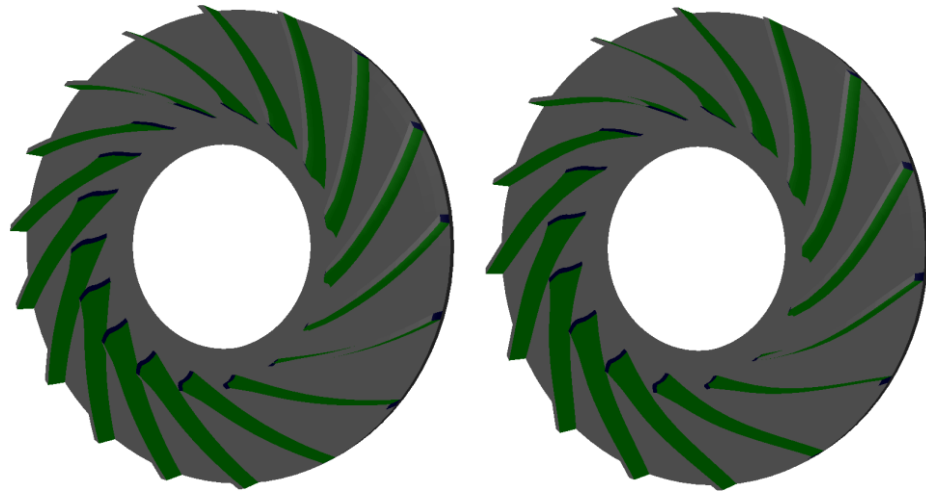


Рис. 7.3.2.12 в. Вид лопаточных аппаратов двух вариантов рабочего колеса: слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

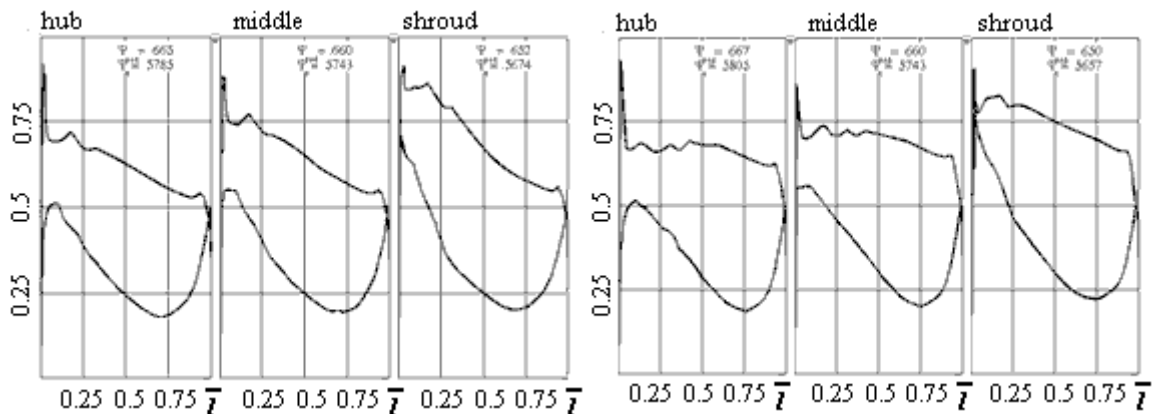


Рис. 7.3.2.12 г. Диаграммы поверхностных скоростей двух вариантов РК (на трех поверхностях тока): слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

В рассматриваемом случае «дуговые лопатки» ведут к практически постоянной нагрузке на средней и втулочной поверхностях тока. При этом вдоль наиболее опасной задней поверхности замедление потока  $\dot{w}_3 = \frac{\bar{w}_{23}}{\bar{w}_{13}} \approx 0,7$ , что соответствует фактору диффузорности  $F_D = 0,30$ . Для лопаточных аппаратов осевых компрессоров это очень небольшое значение, соответствующее безотрывному обтеканию (напомним, что рекомендованное С. Либляйном для проектирования лопаток ОК значение  $F_D = 0,45$ ). К сожалению, на задних поверхностях лопаток центробежных РК из-за известного влияния нормальных сил инерции происходит «ламинаризация» пограничного слоя, ведущая к образованию «следа» даже при небольшом замедлении.

Кафедрой КВХТ проведены измерения параметров потока во вращающихся РК подобного типа, подтвердившие появление следа. Смещение нагрузки в выходе привело к тому, что на средней и втулочной поверхностях тока скорость газа на задней поверхности лопаток практически постоянна. Измерения параметров потока в таких РК показали, что след возникает только на самом выходе, в области разгрузки лопаток, занимая небольшую часть межлопаточного канала [20]. В результате РК с уменьшенной нагрузкой на входе обеспечивают несколько более высокий КПД ступени и более широкую зону работы.

Опыт проектирования показывает, что контроль диаграмм скоростей на лопатках тем более важен, чем больший коэффициент напора должно иметь рабочее колесо, и чем выше числа  $M_u$ , при которых оно должно работать. Для компрессоров ГПА с небольшими коэффициентами напора и работающими при  $M_u \leq 0,60$  кафедра КВХТ спроектировала ряд высокоэффективных проточных частей, как со специально профилированными, так и «дугowymi» лопатками.

Анализируя роль распределения нагрузки по длине лопаток нужно отметить следующее:

– при смещении нагрузки к выходу длина лопаток  $l = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{\sin \beta_l}$

увеличивается, поэтому их число должно быть меньше;

– при большей нагрузке на выходе увеличивается угол отставания, поэтому для получения заданного коэффициента напора нужен больший угол выхода лопаток;

– перестройка потока на входе меньше при меньшей нагрузке, поэтому условие безударного обтекания достигается при большем входном угле.

Применительно к двум сопоставленным вариантам колес на рис. 7.3.2.12 эти обстоятельства привели к различиям, представленным в Таблице 7.3.2.1:

Таблица 7.3.2.1

Влияние формы средней линии лопаток на их число и углы на входе и выходе (два варианта РК, представленные на рис. 7.3.2.12)

Параметр	Число лопаток $z$	Входной угол $\beta_{л1}$	Выходной угол $\beta_{л2}$
Вариант с дугowymi лопатками	17	30°	45°
Вариант с уменьшенной нагрузкой на входе	15	32°	49°



После выбора формы средней линии лопаткам надо придать телесную форму. По ряду причин для РК рассматриваемого типа применение крыловых профилей нецелесообразно. В своей основной части лопатки РК промышленных компрессоров имеют постоянную толщину в пределах примерно  $0,010 \div 0,020 D_2$ . Более толстые лопатки нужны при соединении основного и покрывающего дисков заклепками, проходящими через тело лопаток.

Для улучшения обтекания входные кромки обязательно заостряют. В проектах кафедры КВХТ применяют симметричное заострение с соотношениями, показанными на рис. 7.3.2.13 а. Аналогично заостряются и выходные кромки, но здесь возможны варианты, показанные на рис. 7.3.2.13 б.

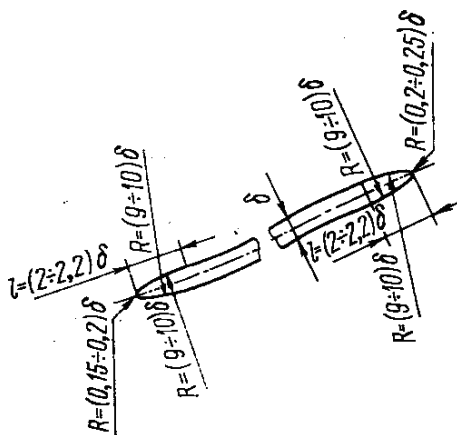


Рис. 7.3.2.13а. Форма входной и выходной кромок рабочих лопаток ЛПИ-СПбГПУ [19]

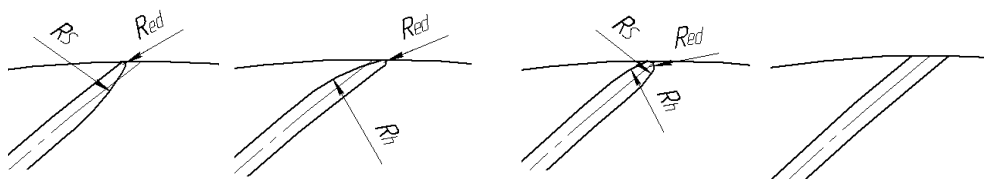


Рис. 7.3.2.13 б). Выходные кромки разной формы

При «геометрическом» способе профилирования входные кромки обычно заостряют со стороны задней поверхности. Понятно, что фактический входной угол меньше входного угла  $\beta_{л1}$  по средней линии лопаток. Фактически такое заострение приближенно учитывает перестройку потока на входе — уменьшение угла натекания критической струйки тока из-за нагрузки лопаток.

Несимметричное заострение выходных кромок — рис. 7.3.2.136 меняет фактический угол выхода по сравнению с углом  $\beta_{л2}$  по средней линии лопаток. При заострении выходных кромок с передней стороны у РК с умеренными коэффициентами напора  $\psi_{\text{Расч}} = c_{u2}/u_2 \sim 0,55 - 0,60$ , напор снижается на  $1,5 \div 2,0\%$ , но заметна слабая тенденция повышения КПД по сравнению с симметричными выходными кромками. Примерно на ту же величину повышается напор при заострении кромок с задней стороны.

Если при соединении основного и покрывающего дисков применяется сварка, после снятия напряжений в специальной печи рабочее колесо обтачивают по наружному диаметру. Часто выходную кромку лопаток после этого не обрабатывают. Выходная кромка оказывается тупой. Испытания модельных ступеней с разной формой выходных кромок демонстрируют тенденцию снижения КПД по сравнению с симметрично заостренными кромками. Различие невелико и соизмеримо с точностью измерения КПД, т.е.  $\approx 0,5\%$ . При этом коэффициенты теоретического напора при тупых и симметричных кромках практически одинаковы.

#### **Роль условного коэффициента расхода на расчетном режиме $\Phi_{\text{расч}}$ .**

Рассмотрение принципов профилирования РК позволяет сделать вывод о решающем влиянии условного коэффициента расхода  $\Phi_{\text{расч}}$  на размеры и эффективность ступени. Если скорость вращения ротора не задана, проектировщику следует выбрать значение  $\Phi_{\text{расч}}$ , обеспечивающее наивысший КПД, или удовлетворяющее другим требованиям. При рассмотрении будем полагать, что окружная скорость  $u_2$  уже выбрана, исходя из нужного отношения давлений, или внутренней мощности двигателя, которую нужно передавать газу – что то же самое.

Диаметр рабочего колеса связан с условным коэффициентом расхода по определению:  $\bar{m}_{\text{расч}} = \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi_{\text{расч}}$ . Выбор большего коэффициента расхода означает меньший диаметр РК (и всех радиальных размеров ступени, которые пропорциональны  $D_2$ ):

$$D_2 = \sqrt{\frac{4\bar{m}_{\text{расч}}}{\pi \rho_0^* u_2 \Phi_{\text{расч}}}}. \quad (7.3.2.24)$$

Чем больше выбранный коэффициент расхода, тем меньше будет диаметр РК, поэтому, если нужен компактный компрессор, необходимо применить высокорасходное РК, т.е. имеющее большую величину  $\Phi_{\text{расч}}$ .

При выбранной окружной скорости  $u_2$  скорость вращения ротора растет с уменьшением диаметра РК, т.е. увеличивается при выборе больших значений  $\Phi_{\text{расч}}$ :

$$n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = \frac{60u_2}{\pi \sqrt{\frac{4\bar{m}_{\text{расч}}}{\pi \rho_0^* u_2 \Phi_{\text{расч}}}}} = \frac{30u_2^{3/2}}{\sqrt{\pi \bar{m}_{\text{расч}} \rho_0^*}} \Phi_{\text{расч}}^{0.5}, \text{ (об/мин)}. \quad (7.3.2.25)$$

Максимально достижимый КПД находится в прямой зависимости от  $\Phi_{\text{расч}}$ . В качестве примера в таблице 7.3.2.2 сопоставлены данные ступеней с разными  $\Phi_{\text{расч}}$ , **которые** оптимально спроектированы и рассчитаны Методом универсального моделирования (рис. 7.3.2.14 а – д).

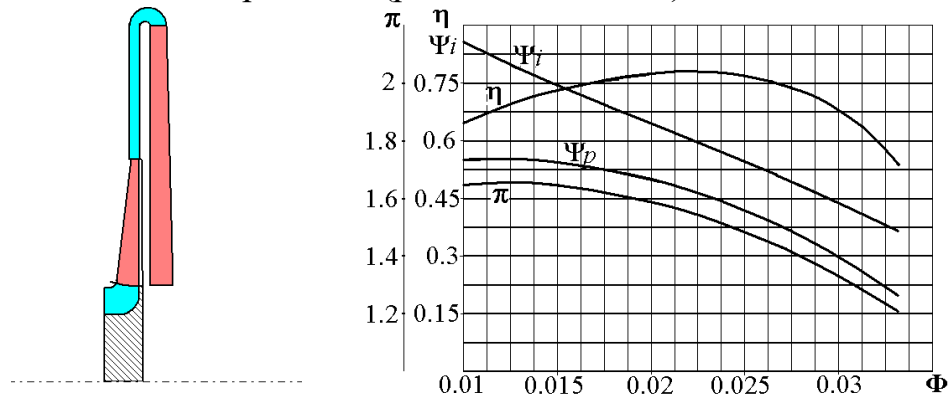


Рис. 7.3.2.14 а. Схема проточной части и расчетные характеристики промежуточной ступени с безлопаточным диффузором  $\Phi_{\text{расч}} = 0,020$

$$\psi_{\text{Трасч}} = 0,60, M_u = 0,85, Re_u = 6E6, D_4 / D_2 = 1,60, D_{\text{вг}} / D_2 = 0,30:$$

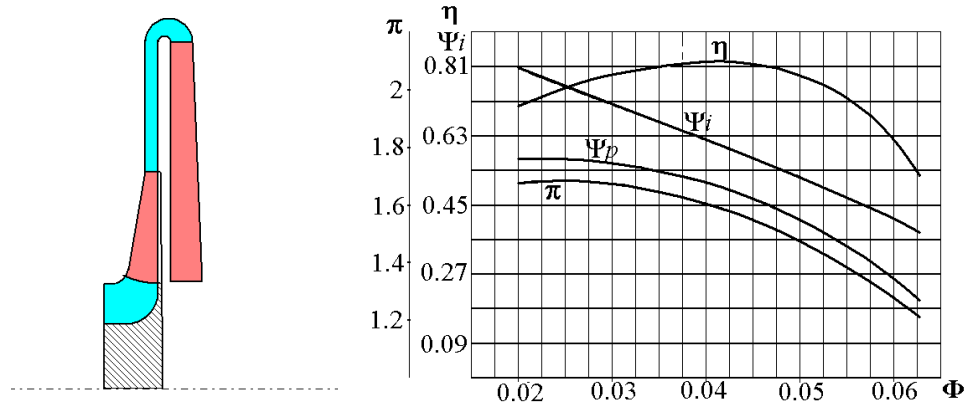


Рис. 7.3.2.14 б. Схема проточной части и расчетные характеристики промежуточной ступени с безлопаточным диффузором  $\Phi_{\text{расч}} = 0,04$

$$\psi_{\text{Трасч}} = 0,60, M_u = 0,85, Re_u = 6E6, D_4 / D_2 = 1,60, D_{\text{вг}} / D_2 = 0,30:$$

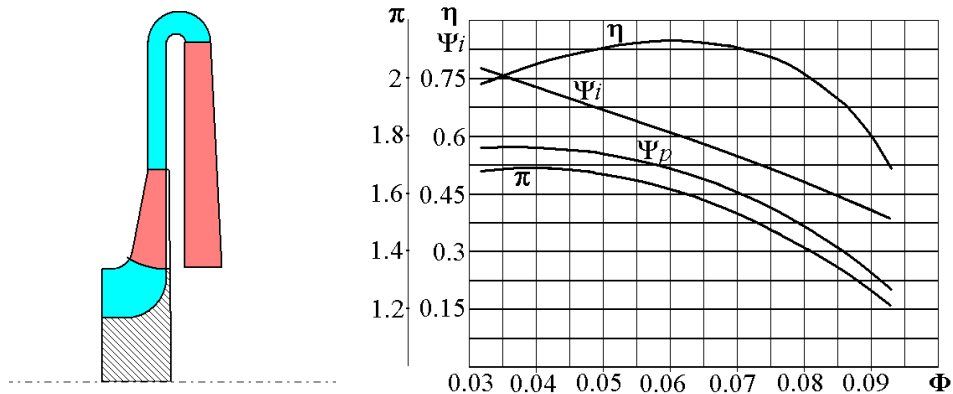


Рис. 7.3.2.14 в. Схема проточной части и расчетные характеристики промежуточной ступени с безлопаточным диффузором  $\Phi_{\text{расч}} = 0,060$ ,  $\Psi_{\text{Tрасч}} = 0,60$ ,  $M_u = 0,85$ ,  $Re_u = 6E6$ ,  $D_4/D_2 = 1,60$ ,  $D_{\text{вг}}/D_2 = 0,30$ :

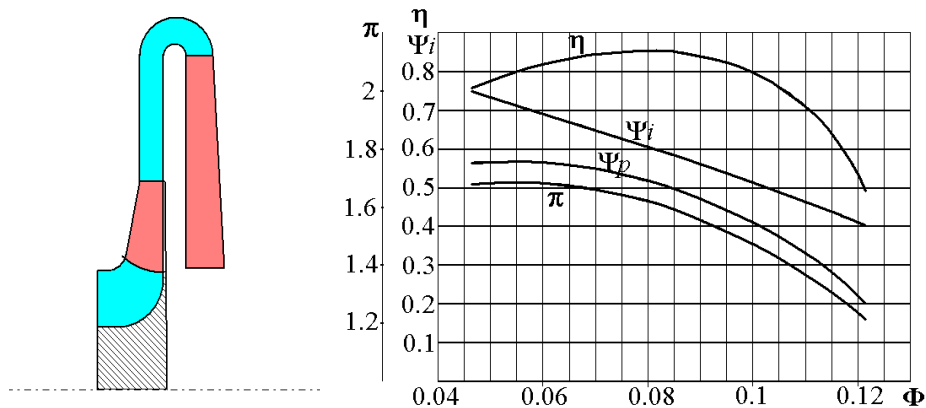


Рис. 7.3.2.14 г. Схема проточной части и расчетные характеристики промежуточной ступени с безлопаточным диффузором  $\Phi_{\text{расч}} = 0,080$ ,  $\Psi_{\text{Tрасч}} = 0,60$ ,  $M_u = 0,85$ ,  $Re_u = 6E6$ ,  $D_4/D_2 = 1,60$ ,  $D_{\text{вг}}/D_2 = 0,30$ :

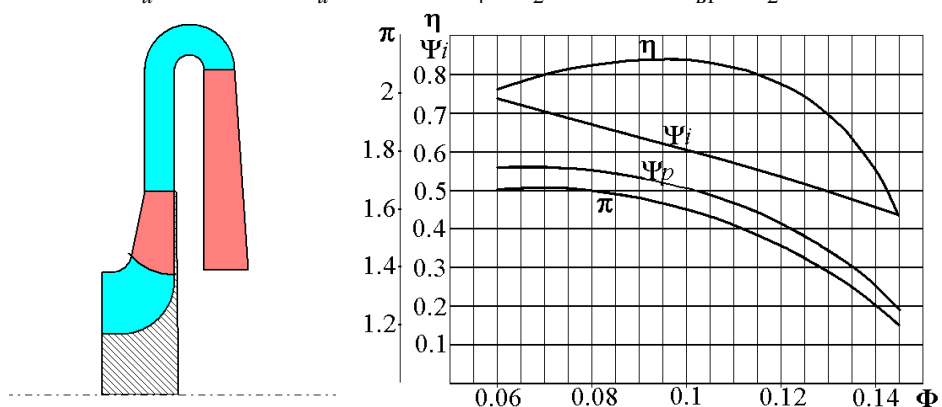


Рис. 7.3.2.14 д. Схема проточной части и расчетные характеристики промежуточной ступени с безлопаточным диффузором  $\Phi_{\text{расч}} = 0,100$ ,  $\Psi_{\text{Tрасч}} = 0,60$ ,  $M_u = 0,85$ ,  $Re_u = 6E6$ ,  $D_4/D_2 = 1,60$ ,  $D_{\text{вг}}/D_2 = 0,30$ :

Типичные параметры ступеней разными  $\Phi_{\text{расч}}$   
(характеристики и схемы на рис. 7.3.2.14)

К-т расхода $\Phi_{\text{расч}}$	0,020	0,040	0,060	0,080	0,100
Макс. КПД, $\eta_{\text{max}}$	0,775	0,822	0,848	0,856	0,845
Потеря КПД в РК $\Delta\eta_{\text{РК}}$	0,0510	0,0435	0,0432	0,0482	0,0643
Потеря КПД в БЛД $\Delta\eta_{\text{БЛД}}$	0,0752	0,0564	0,0436	0,0394	0,0398
Щелевые потери $\beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}$	0,0621	0,0342	0,0234	0,0178	0,0144
Относительная высота лопаток $b_2/D_2$	0,0191	0,0294	0,0437	0,0582	0,0730
Безразмерная скорость на входе в РК $w_1'/u_2$	0,515	0,598	0,657	0,706	0,749
Замедление потока в РК $w_2'/w_1'$	0,900	0,834	0,758	0,705	0,665
Коэффициент потерь РК $\zeta_{\text{РК}}$	0,237	0,155	0,129	0,100	0,148
Коэффициент потерь БЛД $\zeta_{\text{БЛД}}$	0,231	0,154	0,119	0,108	0,109

Приведенные данные указывают на следующие закономерности, ведущие к появлению оптимальной величины  $\Phi_{\text{расч}}$ :

- щелевые потери  $(\beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})$  растут с уменьшением  $\Phi_{\text{расч}}$ ;
- поперечные сечения (пропорциональны относительной высоте лопаток  $b_2/D_2$ ) уменьшаются с уменьшением  $\Phi_{\text{расч}}$ . Это ведет к росту потерь трения на стенках каналов. Узкие РК, соответствующие малым коэффициентам расхода, имеют повышенные коэффициенты потерь;
- при больших коэффициентах расхода  $\Phi_{\text{расч}}$  возрастает относительный диаметр на входе. Безразмерная скорость на входе в РК  $w_1'/u_2$  растет с ростом  $\Phi_{\text{расч}}$ . Потери КПД в РК пропорциональны  $(w_1'/u_2)^2$ . Появляется тенденция снижения КПД при особо больших  $\Phi_{\text{расч}}$ ;
- замедление потока в РК  $w_2'/w_1'$  тем сильнее, чем больше  $w_1'/u_2$ , то есть, чем больше  $\Phi_{\text{расч}}$ . Более сильное замедление ведет к росту коэффициента потерь РК;
- в более широких каналах проявляется негативная роль неравномерности потока по их ширине. На это указывает быстрый рост  $\zeta_{\text{РК}}$  в РК с  $\Phi_{\text{расч}} = 0,100$  и тенденция роста  $\zeta_{\text{БЛД}}$  у этой же ступени.

Конкретное значение  $\Phi_{\text{расч opt}}$  зависит от ряда факторов. Для ступеней с «традиционными» РК — радиально расположенные лопатки цилиндрической формы — диапазон условного коэффициента расхода, при котором можно рассчитывать на максимальный КПД, равен примерно 0,050÷0,080. Оптимальное проектирование ступеней Методом универсального

моделирования позволяет решить вопрос выбора оптимального  $\Phi_{\text{расч}}$  для любой комбинации газодинамических параметров и конструктивных ограничений ступени.

Значение  $\Phi_{\text{расч}}$  при заданной скорости вращения не может быть выбрано произвольно. В этом случае задано безразмерное число оборотов

(раздел «Ступень турбокомпрессора»):  $K_n = 2\sqrt{\pi} \frac{(\bar{V}_0^*)^{0,5}}{h_T^{0,75}} n = \frac{\Phi^{0,5}}{\Psi_T}$ . Из него

значение расчетного коэффициента расхода определится в зависимости от выбранного проектировщиком коэффициента теоретического напора:

$$\Phi_{\text{расч}} = \sqrt{K_{n\text{расч}} \Psi_{T\text{расч}}^{0,75}}. \quad (7.3.2.26)$$

Приведенные выше соображения помогут оценить ожидаемый КПД ступени при полученном значении  $\Phi_{\text{расч}}$ . Малорасходные РК не могут иметь высокого КПД из-за малой высоты лопаток и повышенного трения на ограничивающих поверхностях и из-за повышенных щелевых потерь. Излишне высокорасходные РК могут не обеспечить высокий КПД из-за высокой кинетической энергии на входе и плохого обтекания непространственных лопаток пространственным потоком.

Итак:

– если  $\Phi_{\text{расч}}$  больше  $0,075 \div 0,080$ , целесообразно применение осерадиальных РК с пространственными лопатками, рассматриваемыми ниже. Эти РК продлевают область  $\Phi_{\text{расч opt}}$  до  $0,10 \div 0,12$ ;

– если  $\Phi_{\text{расч}}$  меньше  $0,050 \div 0,055$ , особенно при  $\Phi_{\text{расч}} < 0,040$ , получение наивысшего КПД невозможно. Рациональный выбор размеров и формы проточной части ослабляет тенденцию снижения КПД, но не может ее изменить.

### Профилирование и расчет безлопаточных диффузоров

**Характер течения.** У осевого компрессора в зависимости от кинематической схемы неподвижные элементы могут быть либо диффузорами, либо просто поворачивать поток на вход в следующую ступень. В центробежном компрессоре степень реактивности, равная единице, возможна только при нулевом теоретическом напоре

$\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} = 1 - 0,5\Psi_T$  (раздел «Ступень турбокомпрессора»). В любом случае

часть подведенной механической работы идет на повышение кинетической энергии в РК. Из-за закрутки потока, связанной с подводом механической

работы, в центробежных РК всегда  $c_2 > c_1$ , поэтому замедление потока после РК в любом случае необходимо.

В ступенях традиционного типа применяют безлопаточные (БЛД) и лопаточные (ЛД) диффузоры.

Простейший вариант безлопаточного диффузора это две радиальные поверхности корпуса, продолжающие проточную часть после рабочего колеса. Расстоянием между ними равно высоте лопаток РК на выходе  $b_2$  - на рис. 7.3.2.14, например. Для того, чтобы получить основные количественные зависимости, рассмотрим течение как одномерное, то есть будем считать, что параметры потока меняются только в радиальном направлении.

Характер изменения скорости в БЛД определяют законы изменения радиальной и окружной составляющих.

Изменение радиальной составляющей определяет уравнение неразрывности:  $\bar{m} = \rho_2 c_{r2} \pi D_2 b_2 = \rho \pi D b c_r$ .

Отсюда:

$$c_r = c_{r2} \frac{b_2 D_2 \rho_2}{b D \rho}. \quad (7.3.3.1)$$

Если пренебречь изменением плотности и рассматривать простейший диффузор с параллельными стенками, то расходная составляющая скорости по длине диффузора уменьшается обратно пропорционально радиусу, асимптотически приближаясь к нулю при  $r \rightarrow \infty$  (рис. 7.3.3.1).

Изменение окружной составляющей скорости определяет теорема об изменении момента количества движения («изменение момента количества движения равно моменту внешних сил»)  $d(c_u r \bar{m}) = dM_z$ . Только трение на стенках в БЛД создает момент внешних сил, действующий на поток газа. Очевидно, что трение о стенки уменьшает момент количества движения, т.е.  $dM_z < 0$ . Если же поток невязкий, то  $dM_z = 0$  и газ движется в БЛД по закону постоянства циркуляции:

$$c_u r = \text{const}, \quad c_u = \frac{c_{u2}}{r}. \quad (7.3.3.2)$$

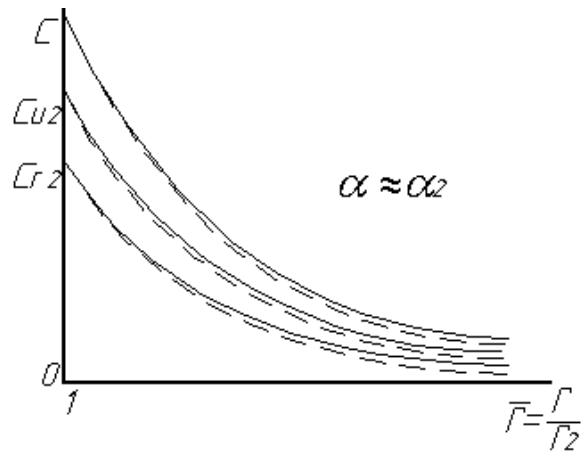


Рис. 7.3.3.1. Характер изменения скорости потока и ее составляющих в безлопаточном диффузоре постоянной ширины: сплошные линии — невязкий несжимаемый поток; пунктирные линии — вязкий сжимаемый поток

При принятых условиях (невязкий несжимаемый поток, БЛД с постоянной по радиусу шириной  $b = b_2$ ) — и радиальная, и окружная составляющие скорости уменьшаются обратно пропорционально радиусу. Траекторией движения является логарифмическая спираль, у которой угол потока постоянен по радиусу:

$$\alpha = f(r) = \operatorname{arctg} \frac{c_r}{c_u} = \operatorname{arctg} \frac{c_{r2}}{c_{u2}} = \operatorname{const}. \quad (7.3.3.3)$$

Абсолютная скорость также уменьшается обратно пропорционально радиусу:

$$c = f(r) = \sqrt{c_r^2 + c_u^2} = \sqrt{\left(c_{r2} \frac{r_2}{r}\right)^2 + \left(c_{u2} \frac{r_2}{r}\right)^2} = c_2 \frac{r_2}{r}. \quad (7.3.3.4)$$

На рис. 7.3.3.1 изменение  $c, c_r, c_u$  по радиусу при движении невязкого несжимаемого потока в БЛД с  $b = b_2$  показано сплошными линиями.

В реальном диффузоре изменяется плотность газа и присутствуют силы трения. Рост плотности приводит к тому, что расходная составляющая скорости уменьшается быстрее, чем в несжимаемом потоке. Окружная составляющая скорости  $c_{u2}$  так же уменьшается быстрее из-за торможения газа о стенки. Следовательно, быстрее уменьшается абсолютная скорость. На рисунке 7.3.3.1 штриховыми линиями показано изменение скорости и ее составляющих в реальном диффузоре. Скорость уменьшается немного быстрее, чем в случае невязкого несжимаемого потока. Однако дополнительный прирост статического давления получается только в



результате более быстрого замедления радиальной составляющей. Замедление окружной составляющей из-за трения о стенки — процесс потери механической энергии газа.

Принято считать, что в БЛД типичных ступеней ПЦК дополнительное снижение обеих составляющих скорости по сравнению с невязким несжимаемым течением приводит к условию  $\alpha = f(r) \approx \text{const}$ . Расчеты Методом универсального моделирования подтверждают справедливость такого мнения применительно к ступеням средних параметров — данные в Таблице 7.3.3.1 (диаметр  $D_4$  — конец безлопаточного диффузора). При малых  $M_u$  торможение окружной составляющей приводит к небольшому росту угла потока в БЛД. При  $M_u = 0,7 \div 1,0$ , характерных для промышленных центробежных компрессоров, угол потока в рассмотренном БЛД практически постоянный.

При более высоких числах Маха, характерных для транспортных центробежных компрессоров, сильное влияние сжимаемости ведет к значительному снижению угла потока в БЛД.

Изменение угла потока в БЛД с  $b/D_2 = b_2/D_2 = 0,050$ ,  $D_4/D_2 = 1,60$  в зависимости от  $M_u$  показано в табл. 7.3.3.1. Начальный угол потока  $\alpha_2 = 25^\circ$ , РК ПЦК с  $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,065$ ,  $\psi_{\text{Трасч}} \approx 0,60$ , расчет Методом универсального моделирования.

Таблица 7.3.3.1

Пример изменения угла потока в БЛД в зависимости от условного числа Маха

$M_u$	0,40	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10
$\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_2$	$1,6^\circ$	$1,1^\circ$	$0,8^\circ$	$0,6^\circ$	$0,2^\circ$	$0^\circ$	$-0,3^\circ$

Проанализируем факторы, определяющие эффективность БЛД в одномерной постановке. В качестве упрощающих допущений примем постоянство угла потока по длине БЛД и уменьшение скорости по радиусу по закону  $c = c_2 \frac{r_2}{r}$ . Как было показано выше, так себя ведет несжимаемый невязкий поток в БЛД постоянной ширины. С учетом вязкости и сжимаемости скорость уменьшается быстрее, т.е.  $c < c_2 \frac{r_2}{r}$ . Тем не менее, упрощающее допущение не мешает получить соотношения, адекватно отражающие основные особенности течения в БЛД.

Потери напора в БЛД на элементарном участке  $dr$  рассмотрим с двух позиций:

– потерянная мощность равна произведению потерянного напора  $dh_w$  на массовый расход  $\bar{m}$ :  $dN_{fr} = \rho 2\pi r b c_r dh_w$ ;

– потерянная мощность равна произведению силы сопротивления на скорость потока  $dN_{fr} = cdF_{fr}$ . Сила сопротивления равна произведению касательного напряжения на смоченную поверхность двух стенок БЛД на рассматриваемом элементарном участке  $dr$ :  $dN_{fr} = dF_{fr}c = (\tau 2\pi r dr) \times 2 \times c$ .

Из равенства потерянной мощности, определенной двумя способами:

$$dh_w = \frac{2\tau dl}{\rho b}. \quad (7.3.3.5)$$

Здесь  $dl = \frac{dr}{\sin \alpha}$  — элемент траектории потока.

Чтобы исключить из рассмотрения касательное напряжение  $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial b}$ , расчет которого непрост, выразим его с помощью безразмерного коэффициента трения  $\lambda'$ , подобно тому, как это делается при расчете потерь трения в прямой трубе, а именно:  $\tau = \lambda' \rho \frac{c^2}{2}$ . Тогда:

$$dh_w = 2\lambda' \frac{c^2}{2} \frac{dr}{b \sin \alpha} = \lambda' \frac{c^2}{2} \frac{dl}{2b}. \quad (7.3.3.6)$$

Здесь  $2b = \frac{4f}{U}$  — гидравлический диаметр БЛД (учетверенная площадь проходного сечения  $f = 2\pi r b$ , отнесенная к смоченному периметру  $U = 2 \cdot 2\pi r$ ),  $\lambda = 4\lambda'$  — коэффициент трения, аналогичный используемому для расчета потерь в трубе.

Формула (3.2.6б) для расчета потерь трения в трубе вполне строгая, так как при развитом течении несжимаемого газа скорость потока и касательное напряжение по длине трубы постоянны. Соответственно и экспериментально определенное значение коэффициента трения  $\lambda = f(\text{Re}, \bar{k}_{uu})$  постоянно по длине трубы. В БЛД течение диффузорное и неразвитое. То есть, по мере движения газа происходит развитие пограничного слоя, который к тому же имеет трехмерный характер, как будет показано ниже. В данном случае коэффициент трения  $\lambda = 4 \frac{\tau}{\rho c^2}$  меняется по длине БЛД, так как меняется не

только скорость, но и касательное напряжение  $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial b}$ . Для того, чтобы получить формулу, отражающую основные закономерности для БЛД, проинтегрируем выражение (7.3.3.6) при некотором среднем значении коэффициента трения  $\lambda$  в пределах всего БЛД:

$$h_w = \int_{r_2}^{r_4} dh_w = \int_{r_2}^{r_4} \lambda \frac{c^2}{2} \frac{dr}{2b_2 \sin \alpha} = \frac{\lambda}{2b_2 \sin \alpha} r_2^2 \frac{c_2^2}{2} \int_{r_2}^{r_4} \frac{dr}{r^2} = \frac{\lambda}{2b_2 \sin \alpha} r_2^2 \frac{c_2^2}{2} \left( \frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_4} \right).$$

При интегрировании учтены условия:

$b = f(r) = \text{const}$ ,  $\alpha = f(r) = \text{const}$ ,  $c = c_2 \frac{r_2}{r}$ . Приведение к безразмерному виду дает окончательную формулу для оценки коэффициента потерь БЛД:

$$\zeta_{\text{БЛД}} = \frac{h_w}{c_2^2/2} = \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha} \left( 1 - \frac{1}{\bar{r}_4} \right). \quad (7.3.3.7)$$

Несмотря на упрощающие допущения, эта формула правильно отражает влияние главных факторов на потери в БЛД. Некая средняя величина коэффициента трения  $\lambda$  при оценке эффективности реальных диффузоров должна учитывать ряд рассмотренных ниже факторов, отличающих реальное течение от одномерной схемы. При значениях  $\lambda \approx 0,015 \div 0,020$  коэффициент потерь по формуле (7.3.3.7) примерно соответствует экспериментальным значениям на типичных режимах работы БЛД с углом потока  $\alpha = 10 - 30^\circ$ . На рис. 7.3.3.2 построены зависимости  $\zeta_{\text{БЛД}} = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}\right)$  для БЛД с относительной длиной  $\bar{r}_4 = 1,65$  при  $\lambda = 0,015$ .

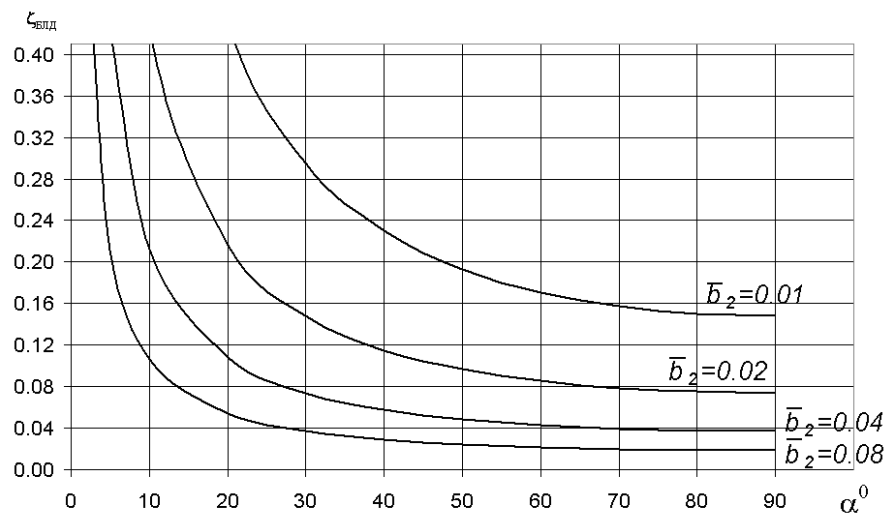


Рис. 7.3.3.2. Зависимость коэффициента потерь безлопаточного диффузора от угла потока и относительной ширины по формуле (7.3.3.7).

$$\bar{r}_4 = 1,65, \lambda = 0,015.$$

Как следует из структуры формулы (7.3.3.7), и иллюстрируется графиками на рис. 7.3.3.2, потери в БЛД:

– быстро увеличиваются при уменьшении относительной ширины — безразмерного гидравлического диаметра;

– быстро увеличиваются при уменьшении угла потока. В данном случае это связано с ростом длины пути потока в БЛД;

– коэффициент потерь не растет безгранично при увеличении длины БЛД, но стремится к  $\zeta_{\text{БЛД}} \rightarrow \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$  при  $\bar{r}_4 \rightarrow \infty$  (рис. 7.3.3.3). Конечная

величина коэффициента потерь объясняется тем, что при увеличении его длины скорость потока так же стремится к нулю. Это характерно для любых видов диффузоров.

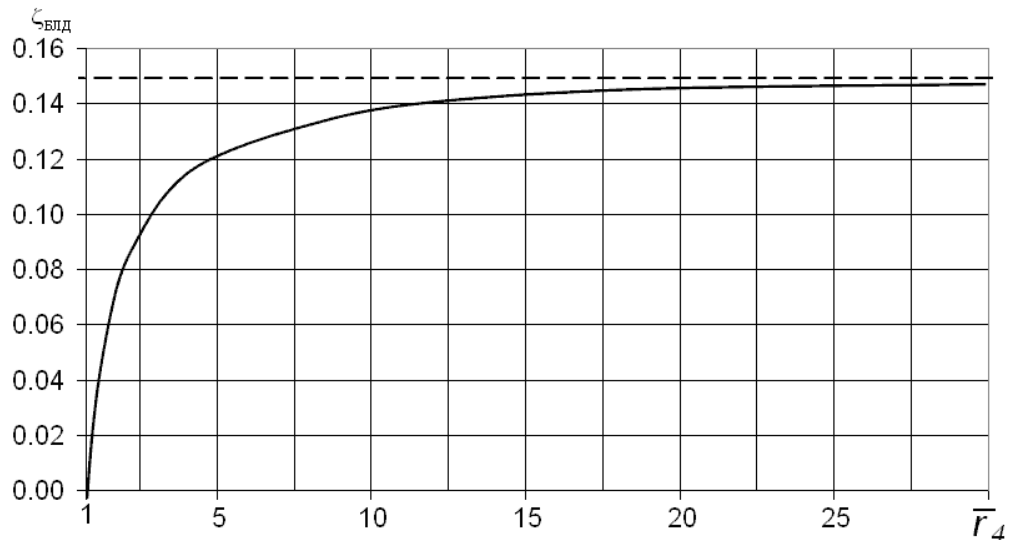


Рис. 7.3.3.3. Зависимость коэффициента потерь безлопаточного диффузора от его длины.  $\lambda = 0,015$ ,  $\bar{b}_2 = 0,06$ ,  $\alpha = 25^\circ$

Коэффициент полезного действия БЛД, как и любого другого диффузора, вытекает из уравнения Бернулли. Так как подвод механической работы осуществляется только в рабочем колесе, то для БЛД и любого неподвижного элемента проточной части справедливо:  $h_p + h_d + h_w = 0$ . При

отсутствии потерь политропный напор равен  $h_p = -h_d = \frac{c_2^2 - c_4^2}{2}$ . То есть, в

качестве затраченной работы выступает разность кинетических энергий потока в начале и конце диффузора. КПД диффузора есть отношение удельной работы сжатия и перемещения — политропного напора — к динамическому напору со знаком минус. И так как  $h_p = -h_d - h_w$ , то:

$$\eta_d = \frac{h_p}{-h_d} = 1 - \frac{h_w}{-h_d} = 1 - \frac{\zeta \frac{c_2^2}{2}}{\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_4^2}{2}} = 1 - \frac{\zeta}{1 - \left(\frac{c_4}{c_2}\right)^2}. \quad (7.3.3.8)$$

Это соотношение справедливо для любого диффузора. Формула для расчета КПД в одномерной постановке с упрощающим допущением  $\frac{c_4}{c_2} = \frac{1}{\bar{r}_4}$ :

$$\eta_{БЛД} = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha \left(1 + \frac{1}{\bar{r}_4}\right)}. \quad (7.3.3.9)$$

Очевидно, что на КПД безлопаточного диффузора наиболее сильно влияет его относительная ширина и угол потока. Для примера на рис. 7.3.3.4 построены зависимости  $\eta_{БЛД} = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}\right)$  для БЛД с относительной длиной  $\bar{r}_4 = 1,65$  при  $\lambda = 0,015$ .

Интересно, что максимум КПД достигается при угле потока  $90^\circ$ , т.е. при радиальном течении. Это понятно, так как при этом минимальный коэффициент потерь. Замедление потока в БЛД, определяющее приращение давления, не зависит от его угла потока, а только от отношения радиусов  $r_4/r_2$ . Безлопаточные диффузоры с радиальным течением не представляют интереса для центробежных ступеней, так как на выходе из РК обязательно должна быть окружная составляющая скорости. Их иногда применяют в осевых компрессорах в качестве выходного диффузора.

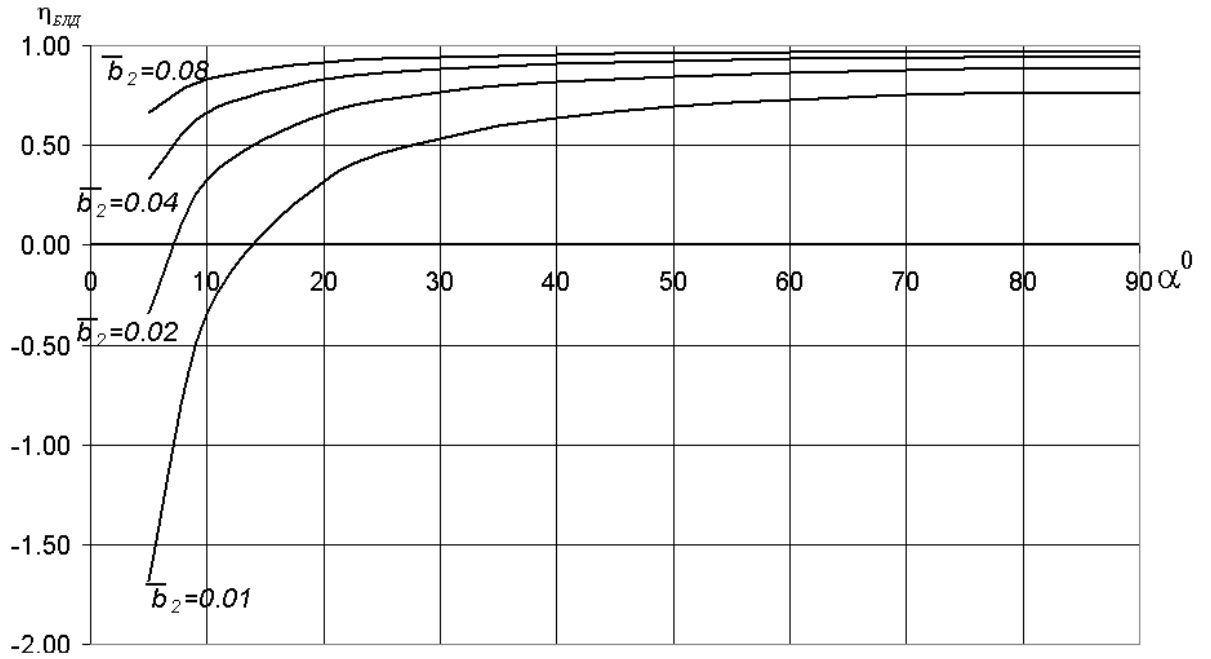


Рис. 7.3.3.4. Зависимость КПД безлопаточного диффузора от угла потока и относительной ширины по формуле (7.3.3.9),  $\bar{r}_4 = 1,65$ ,  $\lambda = 0,015$

Из структуры формулы (7.3.3.9) следует, что максимальный местный КПД имеет место на входе в БЛД при  $r_4 = r_2$  и равен  $\eta_{\text{БЛД max}} = 1 - \frac{\lambda}{8 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$ .

При  $\bar{r}_4 \rightarrow \infty$  КПД снижается до  $\eta_{\text{БЛД min}} = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$ . В конце длинных БЛД

скорости маленькие, приращение давления небольшое, поэтому КПД снижается. Безлопаточные диффузоры центробежных ступеней почти никогда не делают с  $\bar{r}_4 > 2,0$ , а обычно они еще короче.

Коэффициент восстановления диффузора показывает, какая доля кинетической энергии потока на входе преобразована в политропный напор:

$$\xi = \frac{h_p}{0,5c_2^2} = \frac{0,5(c_2^2 - c_4^2) - \zeta 0,5c_2^2}{0,5c_2^2} = 1 - \left(\frac{c_4}{c_2}\right)^2 - \zeta. \quad (7.3.52 \text{ a})$$

Используя формулу для коэффициента потерь и считая возможным принять  $\frac{c_4}{c_2} = \frac{1}{\bar{r}_4}$ :

$$\xi_{\text{БЛД}} = 1 - \frac{1}{\bar{r}_4^2} - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha} \left( 1 - \frac{1}{\bar{r}_4} \right). \quad (7.3.3.10)$$

Очевидно, что в бесконечно длинном БЛД ( $\bar{r}_4 \rightarrow \infty$ ) коэффициент восстановления равен  $\xi_{\text{БЛД}} = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$ , т.е. единица минус значение

коэффициента потерь.

Реальное течение в БЛД носит трехмерный характер, что связано:

- с влиянием вязкости (трение о стенки), в результате чего параметры потока меняются по ширине БЛД,
- с неравномерностью и нестационарностью потока на выходе из РК — входе в БЛД, что делает поток полностью пространственным и нестационарным.

Результатом проявления вязкости могут быть отрывы потока, на характер которых оказывает направление градиента давления. В прямоосном канальном диффузоре направление скорости совпадает с направлением градиента давления. Условие равновесия между силами инерции и давления

в невязком ядре прямоосного диффузора  $\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dl} = -\frac{d(0,5c^2)}{dl}$ . Просто из

соображений осевой симметрии ясно, что в БЛД градиент давления не может быть направлен иначе, чем по радиусу. То есть, в БЛД градиент давления направлен под углом  $90^\circ - \alpha$  к вектору скорости. Трехмерный характер пограничного слоя на стенках БЛД связан со следующим:

- окружная составляющая скорости в пограничном слое тормозится трением о стенки,
- радиальная составляющая скорости тормозится трением о стенки и разностью давлений. В результате угол потока в пограничном слое меньше угла потока в ядре.

Радиальное направление градиента давления вытекает так же из условия радиального равновесия. Условие равновесия для радиальной составляющей скорости аналогично условию равновесия в прямоосном

диффузоре:  $\frac{1}{\rho} \frac{dp_{cr}}{dr} = -\frac{d(0,5c_r^2)}{dr} = -c_r \frac{dc_r}{dr}$ .

Условие равновесия для окружной составляющей скорости: центробежная сила уравнивается разностью давлений на внешней и внутренней гранях элементарной частицы газа:  $\frac{1}{\rho} \frac{dp_{cu}}{dr} = \frac{c_u^2}{r}$ .

Таким образом, градиент давления от обеих составляющих скорости направлен в одну сторону — по радиусу:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{1}{\rho} \left( \frac{dp_{cu}}{dr} + \frac{dp_{cr}}{dr} \right) = -c_r \frac{dc_r}{dr} + \frac{c_u^2}{r}. \quad (7.3.3.11)$$

Из уравнения Бернулли для невязкого течения следует равенство  $dp/\rho = -d(0,5c^2) = -cdc$ . Если принять ранее использовавшееся упрощающее допущение об изменении скорости в БЛД обратно пропорционально радиусу (строго выполняется только при  $b(r) = \text{const}$ ,  $\rho = \text{const}$ , вязкость отсутствует), т.е.  $d(cr) = 0$  и  $dc/dr = -c/r$ , градиент давления оказывается зависящим от скорости, но не от ее направления:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{c^2}{r}. \quad (7.3.3.12)$$

Напротив, касательное напряжение, которое предотвращает отрыв, создается радиальной составляющей скорости, которая от направления потока зависит:  $c_r = c \sin \alpha$ . Так как в БЛД градиент давления направлен по радиусу, то отрыв потока может возникнуть только по отношению к радиальной составляющей скорости. На рис. 7.3.3.5 показана схема течения в БЛД при возникновении отрыва. Причина, по которой отрыв образуется на одной из стенок, поясняется ниже.

В зоне отрыва поток сохраняет окружную составляющую скорости. Образуется как бы вихревой жгут, в котором поток вращается вокруг оси ротора, перемещаясь от внешнего радиуса вихревой зоны к точке отрыва и обратно. Это упрощенная квазистационарная картина. Как известно, в диффузорах возникшая при отрыве вихревая зона сносится вниз по потоку, поток вновь отрывается и т.д.

Отрыв потока приводит к потерям напора, которые добавляются к потерям трения о стенки, рассмотренным выше. Как известно, условием отрыва в диффузоре является нулевое касательное напряжение на стенке  $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial n} = 0$ . При движении вглубь диффузора обладающие маленькой кинетической энергией частицы пограничного слоя вблизи стенок тормозятся быстрее. Градиент скорости по нормали уменьшается и если достигается условие  $\frac{\partial c_r}{\partial n} = 0$ , то под действием давления частицы начинают двигаться к от периферии к центру. То есть, происходит отрыв потока.



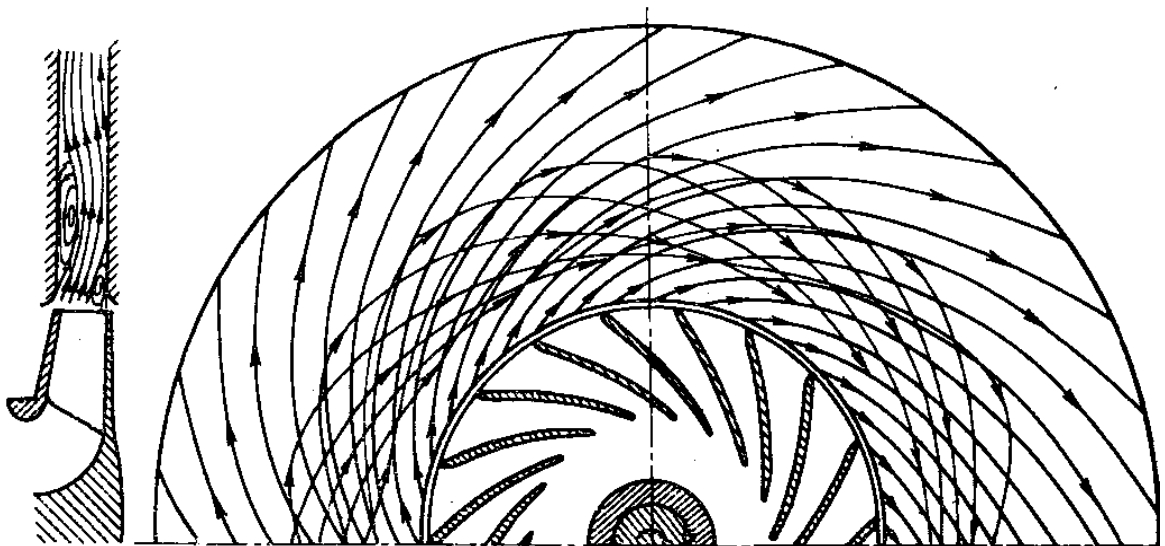


Рис. 7.3.3.5. Схема течения в безлопаточном диффузоре при возникновении отрыва потока на одной из стенок [19]

В БЛД касательные напряжения в направлении градиента давления тем больше, чем больше радиальная составляющая скорости  $c_r = c \sin \alpha$ . То есть, касательные напряжения увеличиваются при увеличении угла потока в БЛД, а вызывающий отрыв потока градиент давления от угла  $\alpha$  не зависит — формула (7.3.3.12). В предельном случае при расходе газа через БЛД равном нулю в меридиональной плоскости устанавливается циркуляционное течение, показанное на рис. 7.3.3.6.

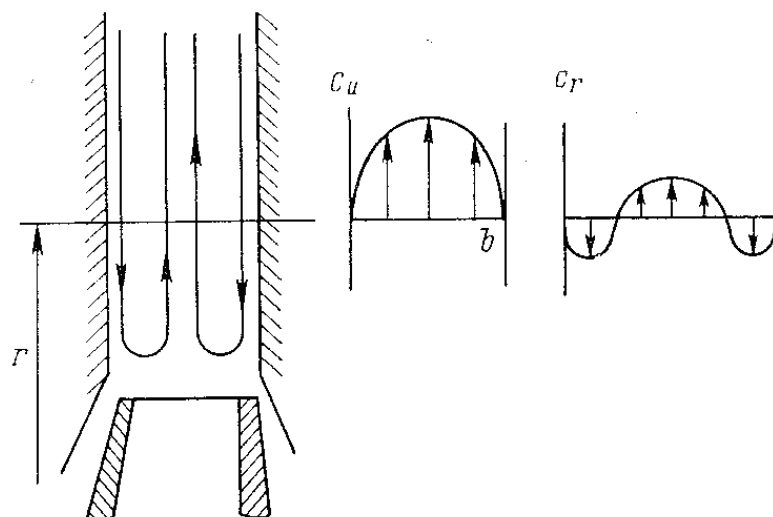


Рис. 7.3.3.6. Схема циркуляционного течения в безлопаточном диффузоре при нулевом расходе

Для строгости отметим, что условию нулевого расхода соответствует условие  $\alpha = 0$ , справедливое только в среднем по ширине БЛД. У стенок поток движется с отрицательным углом, в середине канала — с

положительным. Понятно, речь не идет о невязком ядре потока, которое не может существовать в рассматриваемом случае.

Если поток на входе в БЛД равномерный, вихревые зоны возникают только при малых углах потока. С ростом угла потока вихревые потери уменьшаются, равно как и рассмотренные выше потери трения. В середине прошлого столетия В. Янсен (США) исследовал течение в БЛД, создаваемое вентилятором. Закрутку потока создавали специальные вращающиеся экраны. В качестве примера приведем такие данные: измеренный КПД в одном из БЛД при угле потока  $25,5^\circ$  оказался равным 0,855, а при  $43^\circ$  увеличился до 0,92. При угле потока менее  $15^\circ$  течение становилось неустойчивым. В окружном направлении поток делился на несколько вращающихся вокруг оси  $z$  струй и вихревых зон. Таким образом, при неблагоприятных условиях течения поток в БЛД является не только пространственным, но и нестационарным.

Влияние рабочего колеса на безлопаточный диффузор связано с неравномерностью потока, покидающего РК и входящего в БЛД. Как показали упомянутые выше опыты В. Янсена, неравномерность потока на входе в БЛД вдоль оси  $z$  провоцирует ранний отрыв и соответствующий рост потерь. К сожалению, рабочие колеса не в состоянии обеспечить равномерный поток на входе в БЛД. На рис. 7.3.3.7 показаны результаты измерений кафедры компрессоростроения ЛПИ (кафедра КВХТ) — данные конца 1960-х гг.

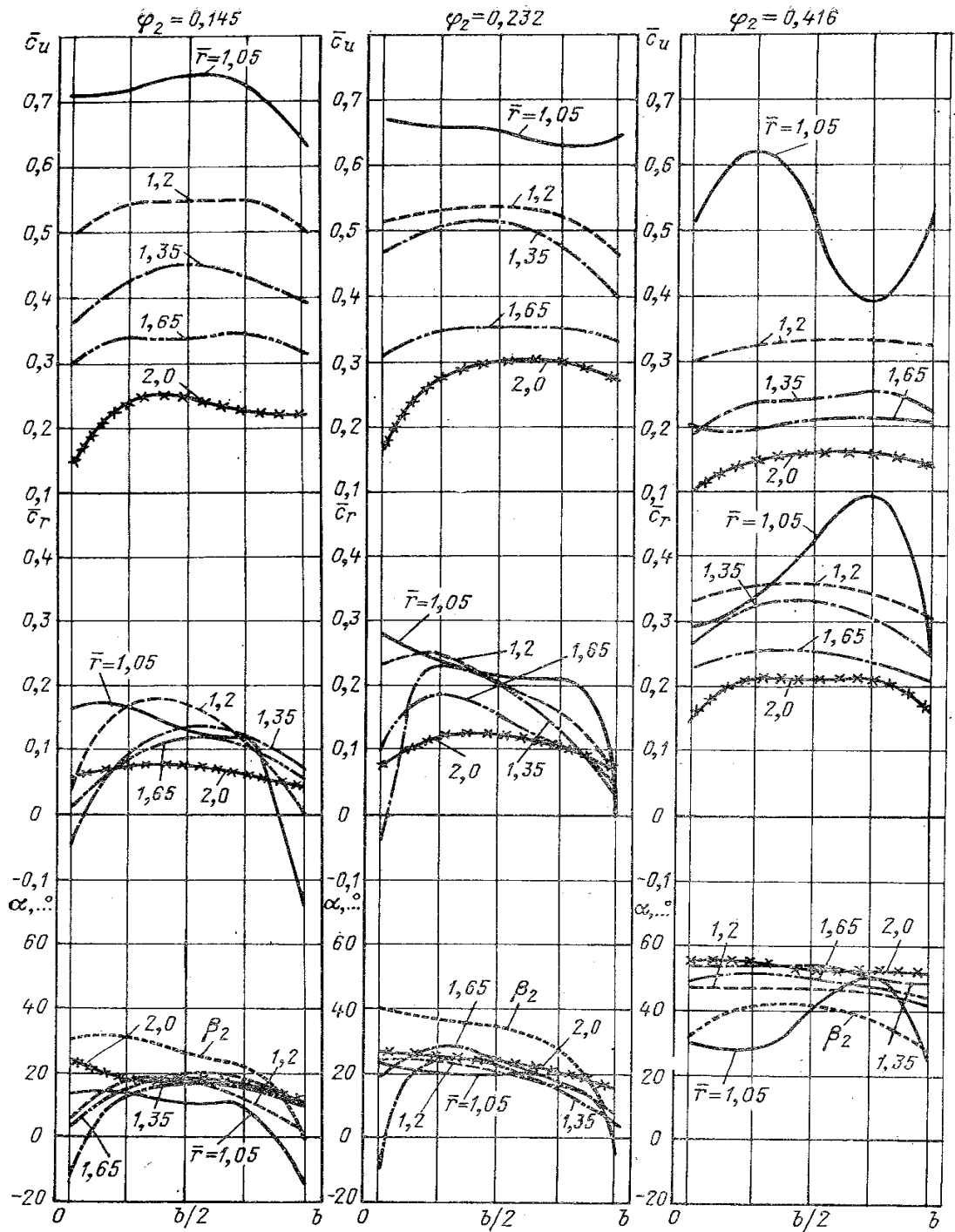


Рис. 7.3.3.7. Эпюры скоростей и углов потока в безлопаточном диффузоре при  $\varphi_2 \leq \varphi_{2,расч}$  на радиусе  $\bar{r} = 1,05 \div 2,0$  при  $b = b_2 = const$ ,

$$b_2/D_2 = 0,049, M_u = 0,81,$$

$$PK \text{ с } \beta_{л2} = 45^\circ [19]$$

Эти данные показывают, что окружная составляющая скорости на входе в БЛД  $c_{u2} = f(b_2)$  на расчетном режиме меняется сравнительно мало.

В то же время расходная составляющая скорости у покрывающего диска на треть больше, чем в основной части канала. У основного диска расходная скорость равна только трети от расходной скорости у основного диска. Такая неравномерность провоцирует отрыв потока в БЛД, причем на той стенке, где на входе скорость была больше. Это показано выше на рис. 7.3.3.5. В длинном БЛД при неблагоприятных условиях отрыв может возникнуть еще раз ниже по течению, но уже на противоположной стенке.

Итак, неравномерность потока на выходе из РК ухудшает работу БЛД. Чем ближе параметры РК к оптимальным, и чем тщательнее оно спрофилировано, тем равномернее поток на входе в БЛД, и тем меньше негативное влияние РК на безлопаточный диффузор.

Показанная на рис. 7.3.3.7 структура потока в БЛД особенно неблагоприятна на нерасчетных режимах. Это понятно, так как даже самая совершенная лопаточная решетка РК становится неудобообтекаемой при положительных и отрицательных углах атаки. Обратим внимание на то, что при расходе больше расчетного на входе в БЛД крайне неравномерны обе составляющие скорости, и  $c_{r2} = f(b_2)$ , и  $c_{u2} = f(b_2)$ .

В разделе, посвященном рабочему колесу, показано, что в большинстве случаев поток покидает межлопаточные каналы, разделившись на низкоэнергетическую зону у задней поверхности лопатки («след»), и активную часть («ядро»). Выравнивание скоростей в ядре и следе происходит за счет трения слоев газа. Соответствующие потери называют потерями смешения. Эти потери следует отнести к рабочему колесу, но происходят они уже в БЛД.

Другая сторона этого вопроса связана с тем, что струи ядра и следа из каждого межлопаточного канала вращаются в БЛД, создавая периодическую нестационарность с частотой  $n \times z$  (об/с умноженное на число лопаток РК). Это каким-то образом влияет на состояние пограничных слоев и потери в БЛД. Вопрос недостаточно изучен, но сам факт влияния РК на БЛД через периодическую нестационарность потока на входе безусловен.

Эксперименты демонстрируют так же наличие обратного влияния БЛД на течение в рабочем колесе. Имеется в виду, что характеристики РК в какой-то степени зависят от формы БЛД, в паре с которым оно работает. Ниже будет показано, что в ряде случаев вместо рассмотренных диффузоров с постоянной шириной целесообразно применять более узкие диффузоры с  $b_3/b_2 < 1,0$ . У таких БЛД на входе есть сужающийся участок с переходом ширины БЛД от  $b_2$  к  $b_3$ . На рис. 7.3.3.8 представлены данные испытания модельной ступени в двух вариантах — с  $b_3/b_2 = 1,0$  и с БЛД, у которого основная часть сужена до отношения  $b_3/b_2 = 0,785$ . Очевидное увеличение внутреннего напора при суженном БЛД свидетельствует о влиянии формы диффузора на течение в РК. Можно полагать, что, так как в суженной начальной части БЛД расходная скорость не уменьшается, а даже несколько возрастает, это как бы подавляет, уменьшает размер следа на задней

поверхности лопаток. Известно, что размеры следа влияют на угол отставания потока:  $\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg}(\beta_{л2} - \Delta\beta)$ . Отмеченное влияние формы БЛД на напорную характеристику РК наблюдалось неоднократно.

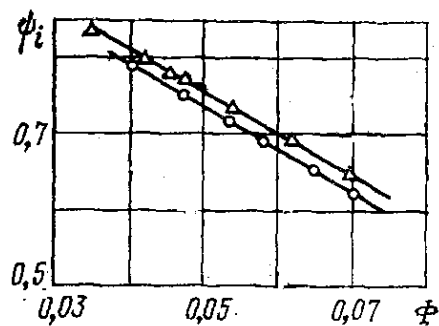


Рис. 7.3.3.8. Влияние ширины безлопаточного диффузора на коэффициент напора рабочего колеса с  $\beta_{л2}=45^\circ$ : кружки —  $b_3/b_2 = 1,0$ ; треугольники —  $b_3/b_2 = 0,785$  [19]

Специальные исследования БЛД, подобные упомянутым выше экспериментам В. Янсена, дают объективную информацию об их работе в идеализированных условиях. Однако большинство опубликованных экспериментальных данных получено при поэлементных испытаниях модельных ступеней. Схему расположения измерительных приборов в ступени иллюстрирует рис. 7.3.3.9. Поэлементные испытания принципиально не могут дать полностью объективную информацию о работе каждого из элементов. Основная причина связана с тем, что вихревые зоны, возникшие в предшествующем элементе и не замкнувшиеся в нем, выходят в последующий элемент. Измерительные приборы, расположенные в контрольных сечениях фиксируют эти потери, как происходящие в последующем элементе. Как указывалось выше, потери смещения — вихревые потери рабочего колеса — происходят в БЛД. По данным кафедры КВХТ [20] активная фаза смещения заканчивается обычно на диаметре  $D \approx 1,20D_2$ . Измерения в сечении «2'» (на  $D_2' = 1,05D_2$  у модельных ступеней кафедры КВХТ и в большинстве других случаев) автоматически относят часть потерь рабочего колеса к потерям в БЛД.

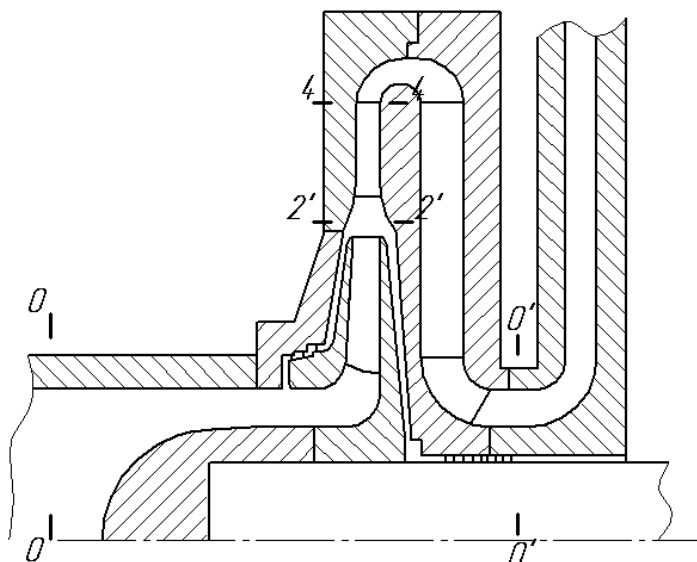


Рис. 7.3.3.9. Схема расположения измерительных («контрольных») сечений при испытаниях модельной ступени

Если на выходе из БЛД образуется вихревая зона, выходящая в ОНА, или в другое выходное устройство, то вихревые потери в БЛД не будут точно измерены. Смещение активной и вихревой зон произойдет в последующем элементе. Это относит часть потерь БЛД к потерям выходного устройства.

Неизбежная некорректность измерений связана еще и с тем, что контрольное сечение «2» расположено на некотором удалении от РК. То есть, начальный участок БЛД и его потери включены в состав рабочего колеса.

Поток в сечении «2'» нестационарный по причине шаговой неравномерности на выходе из РК. Это вносит погрешность в измерения — прежде всего, в измерение полного давления  $p_{2'}$ .

По перечисленным причинам характеристики элементов проточной части, полученные при модельных испытаниях ступеней, дают только приблизительную информацию. В случае БЛД результаты измерений даже частично искажают суть явлений, происходящих в проточной части. На рис. 7.3.3.10 показана характеристика БЛД  $\zeta_{\text{БЛД}} = f(\Phi)$  одной из модельных ступеней кафедры КВХТ и расчет этой же зависимости Методом универсального моделирования.

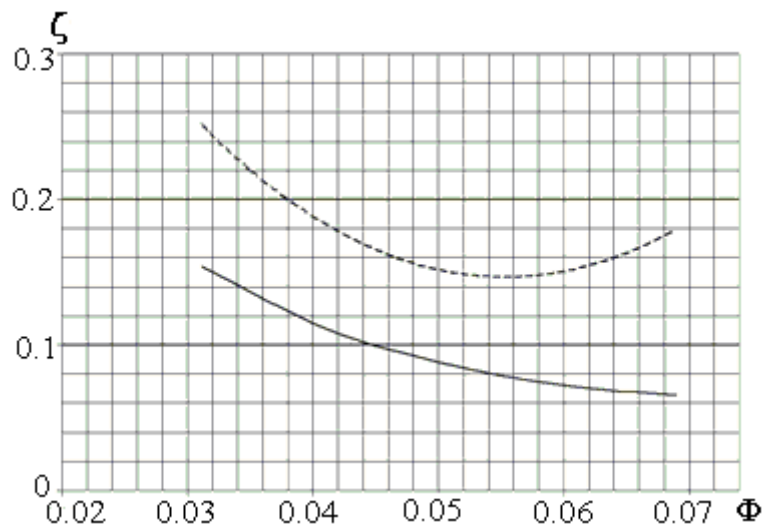


Рис. 7.3.3.10. Коэффициент потерь безлопаточного диффузора модельной ступени 048-0,48-0,29 кафедры КВХТ: штриховая линия — результат испытаний; сплошная линия — расчет Методом универсального моделирования

В этом Методе рассчитываются «чистые» потери в БЛД, без потерь смещения РК. Как и полагается, коэффициент «чистых» потерь в БЛД монотонно уменьшается с ростом угла потока на входе. Измеренная же зависимость имеет минимум в районе оптимального режима работы ступени. Рост измеренных потерь в БЛД при  $\alpha_2 > \alpha_{opt}$  связан с ростом потерь смещения в РК при отрицательных углах атаки, и его не следовало бы относить к потерям в диффузоре. На очень большую неравномерность потока на выходе из РК при  $\varphi_2 > \varphi_{opt}$  указывают данные на рис. 7.3.3.7, приведенном выше.

Безусловно, на работу БЛД влияет последующий за ним элемент проточной части. В ступенях промежуточного типа выходным устройством является обратно-направляющий аппарат. Криволинейное колено, поворачивающее выходящий из БЛД поток в обратное направление, вызывает перестройку потока, показанную ниже по результатам расчета вязкого пространственного потока по программе ANSYS CFX. Объект расчета моделирует элемент проточной части одной из модельных ступеней кафедры КВХТ — рис. 7.3.3.11.

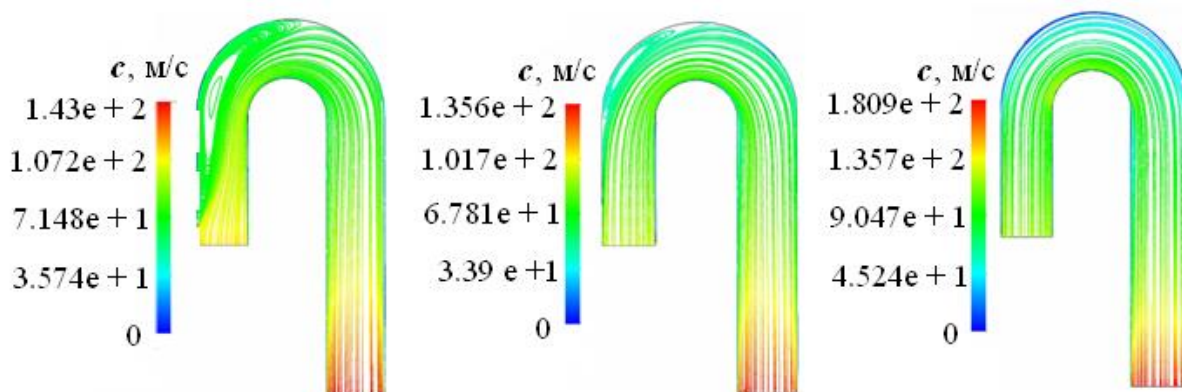


Рис. 7.3.3.11. Линии тока в БЛД + ПК ОНА при углах потока  $\alpha = 12,55^\circ$ ;  $26,4^\circ$ ;  $45^\circ$

Во всех случаях предполагался равномерный поток на входе. Поэтому в коротком БЛД отрыв не возникает даже при малом угле потока менее  $13^\circ$ . Но повышенное давление на внешней стенке поворотного колена приводит к появлению развитой вихревой зоны, которая захватывает значительную часть на выходе из БЛД. На внешней стенке БЛД зона низких скоростей, предшествующая отрыву, начинается на большом удалении от выхода. Режим течения с  $\alpha = 12,55^\circ$  на характеристике реальной ступени соответствует границе помпажа.

Режим течения с  $\alpha = 26,4^\circ$  у данной ступени — оптимальный. Вихревая зона сместилась вверх по потоку и захватывает только небольшую часть БЛД. При  $\alpha = 45^\circ$  вихревая зона не появляется ни в БЛД, ни в поворотном колене. К сожалению, этот режим не оптимален для рабочего колеса и ступени в целом.

Приведенный пример показывает отрицательную роль поворота потока на выходе из БЛД. Проверенные количественные рекомендации по учету неизвестны. Следует полагать, что относительно длинные диффузоры (с большим отношением  $(r_4 - r_2)/b$ ) менее подвержены такому отрицательному влиянию.

В ступенях концевго типа у современных центробежных компрессоров за диффузором следует либо свернутая на бок улитка, либо такая же сборная камера постоянного сечения. В обоих случаях за БЛД следует криволинейное осесимметричное колено, поворачивающее поток на  $90^\circ$ . Характер его влияния такой же, как и поворотного колена ОНА. Так как угол поворота вдвое меньше, чем при выходе в ОНА, отрицательное влияние должно быть слабее.

У большинства промышленных ЦК прежних поколений применялись трапецевидные улитки, на входе в которые поток сохраняет направление



движения от центра к периферии, так что заметного влияния на структуру потока в меридиональной плоскости нет.

Однако любое выходное устройство несимметрично в окружном направлении и вызывает большую или меньшую окружную неравномерность в БЛД, особенно на нерасчетных режимах. Изменение статического давления по окружности на выходе из БЛД нарушает окружную симметрию потока в нем. В струйках тока, идущих в область более высокого давления, расходная составляющая скорости и угол потока уменьшаются. Это безусловно снижает эффективность БЛД.

**Профилирование и расчет БЛД.** БЛД — элемент конструктивно простой и основных определяющих размеров всего два. Это характер изменения ширины по длине  $b = f(r)$  и радиальная протяженность, характеризуемая отношением  $D_4/D_2$ .

В 1960 – 1970 гг. безлопаточные диффузоры стали объектом внимания ряда отечественных исследователей. Были выдвинуты разные схемы оптимизации за счет выбора формы БЛД  $b = f(r)$ . При этом во всех случаях полагалось, что ширина БЛД должна уменьшаться по радиусу. Исследования кафедры КВХТ и опыт проектирования большого количества нагнетателей ГПА нового поколения [20] показал, что схема оптимального профилирования может быть весьма простой, если речь идет о ступенях средней и большой расходности с  $\Phi_{\text{расч}} \geq 0,040$ :

– относительная высота лопаток РК  $b_2/D_2$  и соответствующий угол выхода потока  $\alpha_2$  должны выбираться исходя из условий обтекания лопаток, как указано в соответствующем разделе;

– для БЛД среднерасходных и высокорасходных ступеней желательно, чтобы угол потока в начале диффузора был не менее  $22 \div 25^\circ$ . Если угол потока на выходе из РК на расчетном режиме  $\alpha_2 \geq 22 \div 25^\circ$ , то диффузор следует сделать с параллельными стенками;

– имея в виду возможные погрешности сборки, осевое перемещение ротора за счет зазора в упорном подшипнике и пр., обычно ширину БЛД делают незначительно больше высоты лопаток РК на выходе. Если оси каналов РК и БЛД в меридиональной плоскости не совпадут, то за счет расширения диффузора поток не ударится об угол той или другой стенки диффузора — рис. 7.3.3.12;

– если угол потока  $\alpha_2 < 22 \div 25^\circ$ , основной участок БЛД следует делать с меньшей шириной, чем высота лопаток РК на выходе:  $b_3 = b_4 < b_2$  — рис. 7.3.3.13.

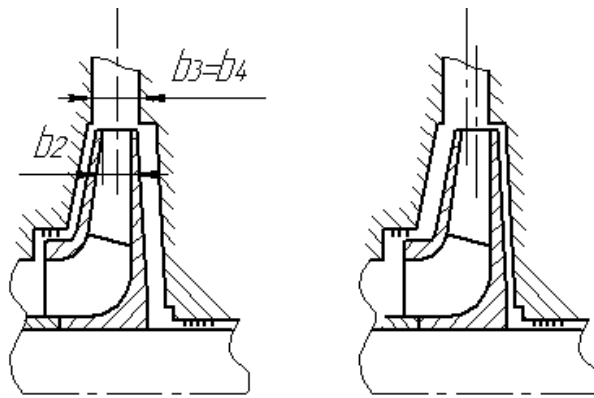


Рис. 7.3.3.12. Схема возможного несовпадения осей рабочего колеса и безлопаточного диффузора в меридиональной плоскости. Слева — оси совпадают, справа — оси не совпадают из-за погрешностей сборки (реально допускаемая неточность меньше показанной на рисунке)

От диаметра  $D_2$  до диаметра  $D_3$  диффузор должен плавно сужаться. Диаметр начала основного участка  $D_3$  в зависимости от относительной ширины РК  $b_2/D_2$  обычно равен  $1,15 \div 1,20D_2$ . Понятно, что более длинный начальный участок получается при большем  $b_2/D_2$ .

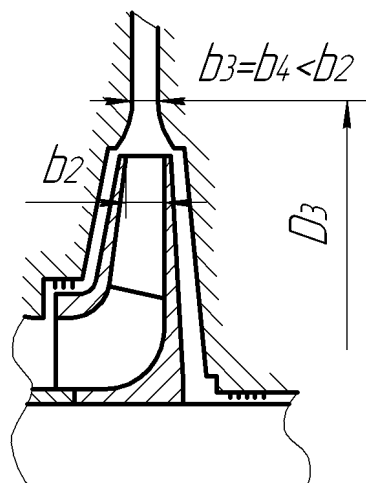


Рис. 7.3.3.13. Схема безлопаточного диффузора с шириной основного участка меньше высоты лопаток на выходе

Отношение  $b_3/b_2$  выбирается с таким расчетом, чтобы получить в начале основного участка БЛД требуемую величину угла  $\alpha_3 \approx 22 \div 25^\circ$ . В пренебрежении вязкостью и сжимаемостью соотношение между углами  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$ :

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{b_2}{b_3} \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (7.3.3.13)$$

откуда определяется нужное соотношение  $b_3/b_2$ .

Выбор угла потока в основной части БЛД на расчетном режиме равным примерно  $25^\circ$  вытекает из стремления сделать поток устойчивым, безотрывным, не только на расчетном режиме, но и на режимах с меньшим расходом и меньшими углами потока.

Расчеты показывают, что в суженных БЛД с  $b_3/b_2 < 1,0$  хотя и сокращается траектория движения газа, но потери трения, рассчитываемые по одномерной схеме, становятся больше, чем в диффузоре постоянной ширины с  $b_3 \approx b_2$ . Тем не менее, из опытов вытекает, что сужение БЛД в целом улучшает работу ступени. Надо иметь в виду существенно более сложный действительный характер течения, например, положительное влияние на течение в РК, о чем говорилось выше. Это особенно важно, если по тем или иным причинам рабочее колесо имеет развитую низкоэнергетическую зону – след на задней поверхности лопаток.

При испытании ступеней с высокоэффективными РК оказывается, что на расчетном режиме БЛД с  $b_3 \approx b_2$  при  $\alpha_{2\text{расч}} \approx 17 \div 18^\circ$  обеспечивает КПД ступени не меньший, чем суженный диффузор с  $\alpha_{3\text{расч}} \approx 25^\circ$ . Но при работе с суженным БЛД, ступень имеет более широкую зону работы в диапазоне расходов меньше расчетного. Это важно для компрессоров промышленного назначения.

Радиальная протяженность БЛД (длина БЛД) определяется диаметром выхода из БЛД, который принято обозначать как  $D_4$ . Для получения максимального КПД длина БЛД должна соответствовать минимуму суммы потерь в диффузоре и в последующем выходном устройстве:

$$\Delta\eta_{\text{БЛД}} + \Delta\eta_{\text{ВУ}} = \frac{\zeta_{\text{БЛД}}}{2\psi_T} \left( \frac{c_2}{u_2} \right)^2 + \frac{\zeta_{\text{ВУ}}}{2\psi_T} \left( \frac{c_4}{u_2} \right)^2 \rightarrow \min.$$

Если принять приближенное равенство  $c_4 = c_2 / \frac{D_4}{D_2}$ :

$$\Delta\eta_{\text{БЛД}} + \Delta\eta_{\text{ВУ}} = \left( \frac{c_2}{u_2} \right)^2 \left( \frac{\zeta_{\text{БЛД}}}{2\psi_T} + \frac{\zeta_{\text{ВУ}}}{2\psi_T} \frac{1}{(D_4/D_2)^2} \right) \rightarrow \min.$$

Из этого равенства формально следует, что при увеличении безразмерной радиальной протяженности диффузора  $D_4/D_2$  суммарные потери КПД в неподвижных элементах должны уменьшаться. Но не следует забывать о росте коэффициента потерь БЛД при увеличении  $D_4/D_2$ , и о том, что в более протяженном ОНА должны быть больше потери трения.

Оптимальная длина БЛД (соответствующая максимальному КПД) для разных ступеней может быть различной. Детальные эксперименты по ее

определению были бы достаточно трудоемки и, вероятно, практически не слишком значимы.

Эта проблема просто решается численными экспериментами с помощью Метода универсального моделирования (разумеется, нужно иметь в виду, что ни один расчетный метод не гарантирует полной достоверности результатов). По данным расчетов у концевых ступеней КПД монотонно растет с ростом  $D_4/D_2$ , хотя при  $D_4/D_2 > 2,10$  прирост незначительный, рис. 7.3.3.14.

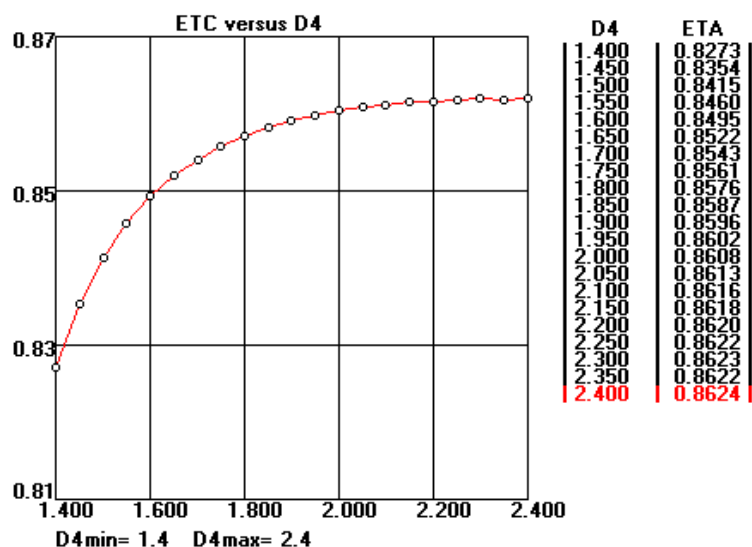


Рис. 7.3.3.14. Влияние радиальной длины безлопаточного диффузора на КПД концевой ступени.  $\Phi_{расч} = 0,060$ ,  $\psi_{Трасч} = 0,60$ ,  $M_u = 0,85$ , угол раскрытия трапецевидной улитки  $60^\circ$

Расчеты ступеней промежуточного типа показали наличие оптимума для значений  $D_4/D_2$  (рис. 7.3.3.15).

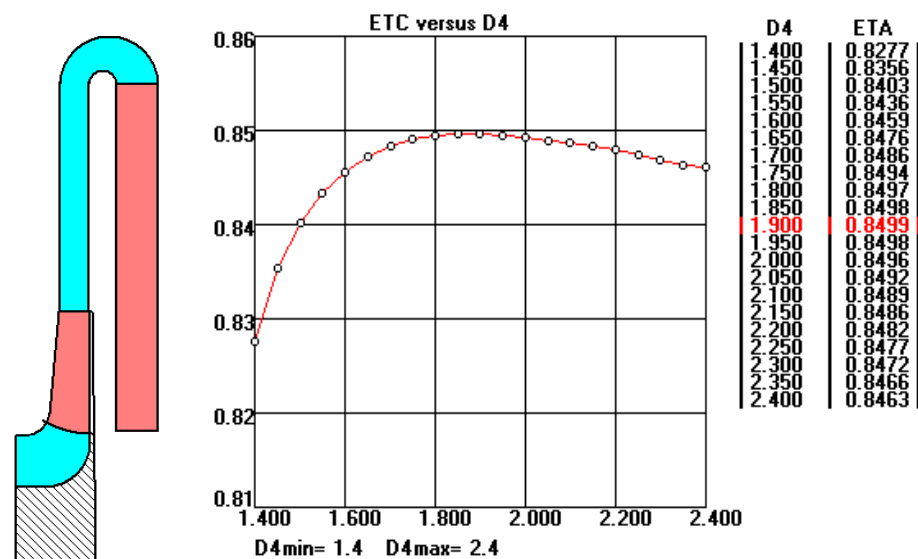


Рис.7.3.3.15. Влияние радиальной длины безлопаточного диффузора на КПД промежуточной ступени ( $\Phi_p = 0,060$ ,  $\psi_{Tp} = 0,60$ ,  $M_u = 0,85$ ) и меридиональная форма ступени с оптимальным  $D_4/D_2 = 1,90$

При  $\Phi_{расч} > 0,035$  для низконапорных и средненапорных ступеней  $\left(\frac{D_4}{D_2}\right)_{opt} \approx 1,80 - 2,0$ , а при  $\Phi_{расч} \approx 0,020$  оптимум снижается примерно до  $1,55 \div 1,65$ .

С учетом конструктивных ограничений отношение  $D_4/D_2$  редко может быть принято большим, чем  $D_4/D_2 = 1,75 \div 1,80$ . Очевидно, что недостаточное снижение скорости в БЛД может быть причиной несколько пониженной эффективности ступеней.

При расчете параметров потока в БЛД достаточно знать любые два из перечисленных четырех коэффициентов:

– КПД  $\eta_d = \frac{h_p}{-h_d}$ ,

– коэффициент потерь  $\zeta = \frac{h_w}{c_2^2/2}$ ,

– коэффициент восстановления  $\xi = \frac{h_p}{c_2^2/2}$ ,

– отношение скоростей  $\dot{c} = \frac{c_4}{c_2}$ .

При упрощенном расчете ступеней при умеренных числах Маха полагают, что  $\alpha = f(r) = \text{const}$ . В этом случае достаточно использовать опытные данные по КПД или коэффициенту потерь. На рис. 7.3.3.16 приведены экспериментальные данные по эффективности БЛД, которые можно использовать для оценочных расчетов. В частности, можно полагать, что в диапазоне  $\bar{b}_2 = 0,028 \div 0,100$  при  $\bar{D}_4 = 1,59 \div 1,80$  и  $\alpha_2 = 30 \div 40^\circ$  коэффициент потерь близок к 0,10. В узком БЛД с  $\bar{b}_2 = 0,018$  при  $\bar{D}_4 = 1,70$  потери намного выше. В узком диффузоре коэффициент потерь практически линейно увеличивается от 0,22 при  $\alpha_2 = 40^\circ$ , до 0,32 при  $\alpha_2 = 20^\circ$ .

Рассмотрим пример упрощенного расчета параметров потока за БЛД при известных параметрах за РК — на входе в БЛД, у которого  $\bar{b}_2 = 0,050$ ,

$$\bar{D}_4 = 1,60, \quad c_2 = 250 \text{ м/с}, \quad p_2 = 0,13 \text{ МПа}, \quad T_2 = 340 \text{ К}, \quad \alpha_2 = 25^\circ, \quad k = 1,4,$$

теплоемкость газа  $C_p = 1005 \text{ Дж/кг}$  (воздух).

По данным на рис. 7.3.3.16 примем коэффициент потерь  $\zeta_{\text{БЛД}} = 0,125$ . Оценим отношение плотностей  $\rho_4/\rho_2 = 1,10$ , тогда из условия  $\alpha = f(r) = \text{const}$  следует, что отношение скоростей с БЛД равно:  $\dot{c}_{\text{БЛД}} = \frac{c_4}{c_2} = \frac{D_2 \rho_2}{D_4 \rho_4}$ . В данном случае это означает, что отношение скоростей в БЛД равно  $\dot{c}_{\text{БЛД}} \approx 0,570$ , что соответствует скорости на выходе из БЛД  $c_4 = 143$  м/с.

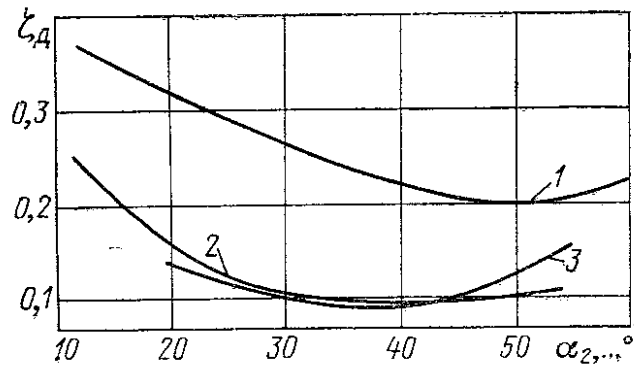


Рис. 7.3.3.16. Характеристики безлопаточного диффузора при различной относительной ширине ( $b = b_2$ ,  $M_u = 0,6$ ) рабочих колес конструкции ЛПИ [19]: 1 —  $b_2/D_2 = 0,018$ ,  $\bar{r}_3 = 1,7$ ; 2 —  $b_2/D_2 = 0,028 \div 0,069$ ,  $\bar{r}_3 = 1,59$ ; 3 —  $b_2/D_2 = 0,07 \div 0,1$ ,  $\bar{r}_3 = 1,8$

Согласно формуле (7.3.3.8) КПД БЛД равен  $\eta_{\text{БЛД}} \approx 0,850$  и показатель политропного процесса  $\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1} = 2,975$ ,  $n = 1,506$ . Температура торможения в БЛД равна  $T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2C_p} = 371$  К, а статическая температура за БЛД по той же формуле равна  $T_4 = 361$  К. По формуле политропного процесса отношение давлений в БЛД равно  $\frac{p_4}{p_2} = \left(\frac{T_4}{T_2}\right)^{\frac{n}{n-1}} \approx 1,20$ , а отношение плотностей  $\frac{\rho_4}{\rho_2} = \left(\frac{T_4}{T_2}\right)^{\frac{1}{n-1}} \approx 1,125$ , т.е. расчет следовало бы повторить при этом отношении плотностей в начале (было принято сначала  $\rho_4/\rho_2 = 1,10$ ).

В программах Метода универсального моделирования расчет БЛД производится вполне корректно, как при расчете потерь напора, так и параметров потока, поэтому приведенный пример приближенного расчета носит иллюстративный характер.

**Преимущества и недостатки БЛД.** Достоинством БЛД является простота конструкции. Безлопаточный диффузор достаточно эффективен при правильном выборе размеров. БЛД симметричен по окружности, поэтому он не может быть источником несимметричного поля скоростей и давлений. Это важно для компрессоров высокого и сверхвысокого давления, где нестационарные газодинамические силы, пропорциональные плотности газа, могут быть опасными для рабочих колес.

Недостатком БЛД является сравнительно маленькое снижение скорости при приемлемых радиальных размерах, что ведет к снижению КПД на расчетном режиме. Этому недостатка лишен лопаточный диффузор. Но у него имеют место ударные потери при нерасчетных режимах, что делает зону работы ступени более узкой, чем при БЛД.

### Профилирование и расчет лопаточных диффузоров

**Характер течения.** В БЛД постоянной ширины поток движется с практически с постоянным углом. Если в это безлопаточное пространство поставить лопатки с углом  $\alpha_{л4} > \alpha_3$ , то они отклонят поток в сторону, противоположную вращению, что приведет к уменьшению окружной составляющей скорости по сравнению с окружной составляющей скорости на выходе из БЛД:  $c_{u4ЛД} < c_{u4БЛД}$ . Схема лопаточного диффузора изображена на рис. 7.3.4.1. Лопатки начинаются на некотором расстоянии от РК на радиусе  $r_3$  и заканчиваются на радиусе  $r_4$ .

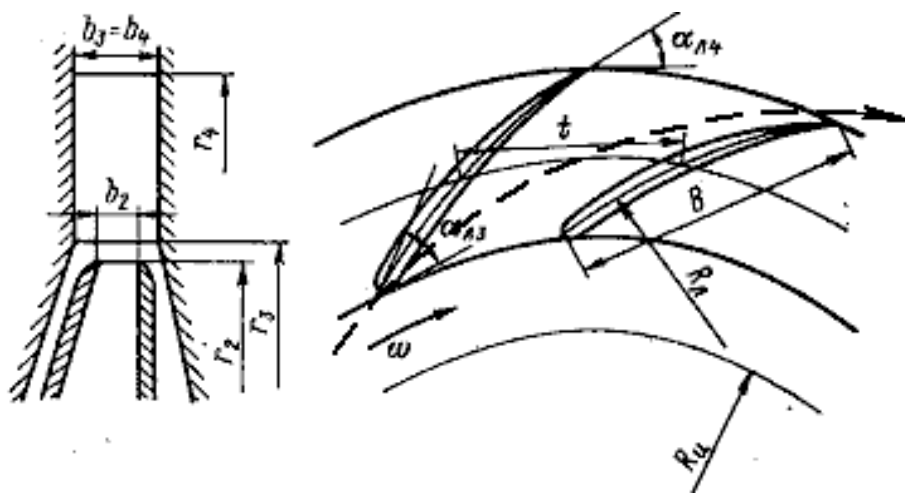


Рис. 7.3.4.1. Схема лопаточного диффузора

Скорость  $c_{u4}$  в ЛД меньше чем  $c_{u4}$  в БЛД за счет того, что к потоку прикладывается момент внешних сил. На обращенной против направления вращения стороне лопатки образуется повышенное давление. Это передняя поверхность лопатки. На задней стороне лопатки давление ниже. Направленный против направления вращения момент внешних сил отрицателен. Согласно теореме об изменении момента количества движения

ЭТОТ МОМЕНТ И ВЫЗЫВАЕТ УМЕНЬШЕНИЕ ЦИРКУЛЯЦИИ:

$$(c_{u4}r_4 - c_{u3}r_3)\bar{m} = -M_z, \quad M_z = z_{\text{ЛД}} \int_{r_3}^{r_4} (p_{\text{п}} - p_3) b dr \times r. \text{ Полагая поток невязким с}$$

$p^* = \text{const}$  получим соотношение между разностью давлений и разностью скоростей на поверхностях лопаток ЛД:

$$p_{\text{п}} - p_3 = p^* - \rho \frac{c_{\text{п}}^2}{2} - p^* + \rho \frac{c_3^2}{2}, \quad \Delta p / \rho = 0,5(c_3 + c_{\text{п}})(c_3 - c_{\text{п}}) \approx c \Delta c. \text{ Так как}$$

расход равен  $\bar{m} = \rho 2\pi\tau b c_r$ , то изменение циркуляции скорости в ЛД равно:

$$c_{u3}r_3 - c_{u4}r_4 = \int_{r_3}^{r_4} \frac{z_{\text{ЛД}}}{2\pi\tau \sin \alpha} \frac{\Delta c}{dr}, \quad c_{u3}r_3 - c_{u4}r_4 = \frac{z_{\text{ЛД}}}{2\pi\tau} \left( \frac{\Delta c}{\sin \alpha} \right)_{\text{ср}} (r_4 - r_3). \quad (7.3.4.1)$$

Таким образом, лопатки ЛД нагружены разностью давлений  $\Delta p = p_{\text{п}} - p_3$  (большее давление на передней стороне) и, соответственной разностью скоростей  $(c_3 - c_{\text{п}}) \approx c \Delta c$  (большая скорость на задней стороне).

Ширина ЛД обычно принимается больше ширины РК на выходе, т.е.  $b_4 = b_3 > b_2$ . За счет этого радиальная составляющая скорости на выходе из ЛД тоже меньше, чем в БЛД:  $c_{r4\text{ЛД}} < c_{r4\text{БЛД}}$ .

В результате даже при небольших радиальных размерах ЛД обеспечивает значительное снижение скорости. Отношение скоростей в ЛД  $\dot{c} = c_4 / c_3 \approx 0,25 \div 0,35$ , т.е. скорость может снижаться в три — четыре раза.

При таком замедлении в ЛД даже на расчетном режиме неизбежен отрыв потока. Однако в силу поясняемых ниже обстоятельств отрывной характер потока не препятствует получению достаточно высокой эффективности ЛД. Средняя скорость вдоль профиля уменьшается в соответствии с увеличением проходного сечения. Изменение скоростей по шагу (на одинаковом радиусе) (рис. 7.3.4.2) соответствует процессу уменьшения количества движения, рассмотренному выше. В результате диаграмма скоростей невязкого потока имеет характер, сходный с диаграммой скоростей РК — рис. 7.3.4.3.

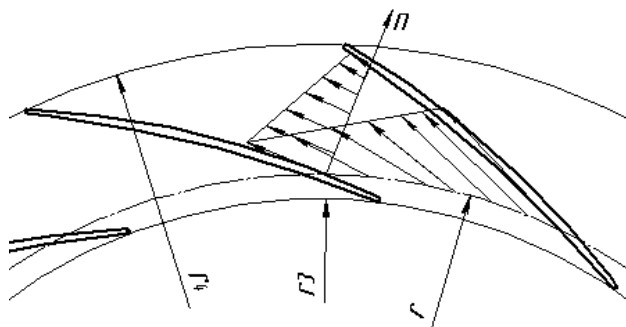




Рис. 7.3.4.2. Изменение скорости потока в межлопаточном канале диффузора по шагу и по нормали

Диаграмма скоростей по нормали к потоку определяется условием равновесия газовых частиц на криволинейной траектории:  $\frac{\partial p}{\partial n} + \rho \frac{c^2}{R} = 0$ . При постоянстве полного давления во всей области течения  $p^* = p + \rho \frac{c^2}{2} = const$  это соответствует градиенту скорости по нормали или  $\frac{\partial c}{\partial n} = \frac{c}{R}$ .

То есть, как и в любом другом неподвижном канале, в направлении нормали на выпуклой поверхности скорости больше, чем на вогнутой поверхности. Напомним, что другой характер обтекания лопаток центробежного РК определяет Кориолисова сила, которая отсутствует в неподвижных каналах.

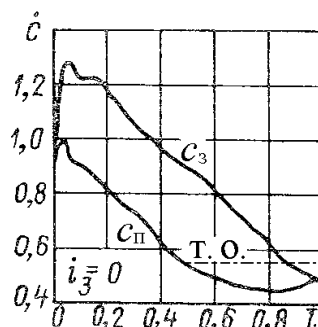


Рис. 7.3.4.3. Распределение скоростей невязкого потока по лопаткам диффузора [19]

Выше пояснялись причины, по которым отрыв потока происходит на тех поверхностях каналов, где в направлении нормали скорость увеличивается, а давление уменьшается. На рис. 7.3.4.4 показана визуализация зон отрыва на выпуклой поверхности лопаток ЛД на расчетном режиме.



Рис. 7.3.4.4. Зоны отрыва на выпуклой поверхности лопаток диффузора, визуализированные напылением красителя, при  $\Phi \approx \Phi_{расч}$  [18]

Из-за того, что отрыв потока происходит на передней поверхности, где кинетическая энергия потока меньше, чем на задней поверхности, влияние отрыва на эффективность ЛД обычной формы меньше, чем у РК. Сильное замедление способствует снижению потерь в последующем элементе проточной части при приемлемых потерях в самом ЛД. На рис. 7.3.4.3 показано положение вероятной точки отрыва. Штрихпунктирная линия показывает скорость, с которой поток покидает межлопаточные каналы после возникновения отрыва.

Не следует делать ЛД с очень большим углом отклонения потока, когда передняя поверхность становится вогнутой, а задняя — выпуклой. Схема такого неэффективного ЛД показана на рис. 7.3.4.5. При такой форме лопаток отрыв происходит на задней поверхности, где кинетическая энергия выше, что приводит к скачкообразному росту потерь.

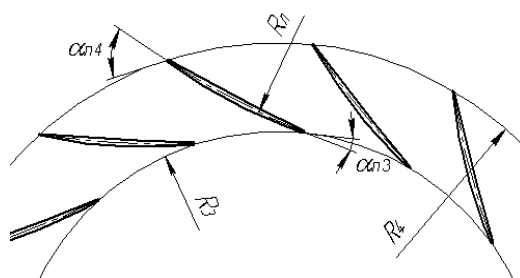


Рис. 7.3.4.5. Схема лопаточного диффузора с неприемлемой формой лопаток (обратная кривизна)

Расчеты Методом универсального моделирования иллюстрируют сказанное. На рис. 7.3.4.6 показано, как угол отклонения потока в ЛД  $\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3$  влияет на максимально достижимый КПД ступени. Скачкообразное снижение КПД соответствует тому варианту ЛД, кривизна лопаток которого поменяла знак на отрицательный. Это соответствует схеме на рис. 7.3.4.5. Влияние обратной кривизны диффузора на потери подтверждено экспериментально.

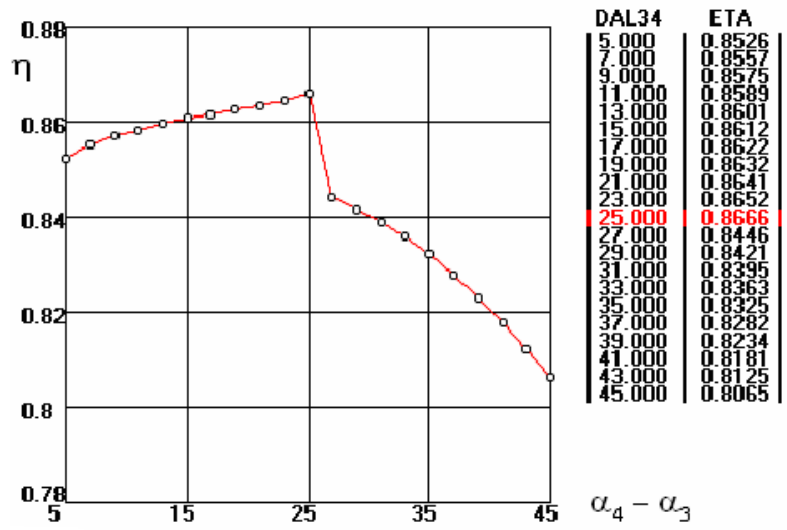


Рис. 7.3.4.6. Максимально достижимый КПД ступени в зависимости от  $\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3$  (Метод универсального моделирования). Ступень РК + ЛД + ОНА,  $\Phi_{расч} = 0,060$ ,  $\psi_{Трасч} = 0,60$ ,  $M_u = 0,85$ ,  $D_4/D_2 = 1,55$

На рис. 7.3.4.7 а показаны характеристики и меридиональная форма проточной части ступени с оптимальным углом поворота потока в ЛД  $\Delta\alpha = 25^\circ$ . Радиальная протяженность ЛД принята равной  $D_4/D_2 = 1,55$  — обычное значение, принимаемое при проектировании.

Обратим внимание на то, что КПД ступени с ЛД (86,7%) заметно выше, чем КПД ступеней, имеющих безлопаточные диффузоры. Для сопоставления КПД и характеристик ступеней с разными диффузорами сделан расчет ступени с БЛД на те же параметры, что ступени с ЛД (рис. 7.3.4.7 б). Радиальная протяженность БЛД  $D_4/D_2 = 1,70$  принята большей, чем у ЛД, что соответствует практике проектирования.

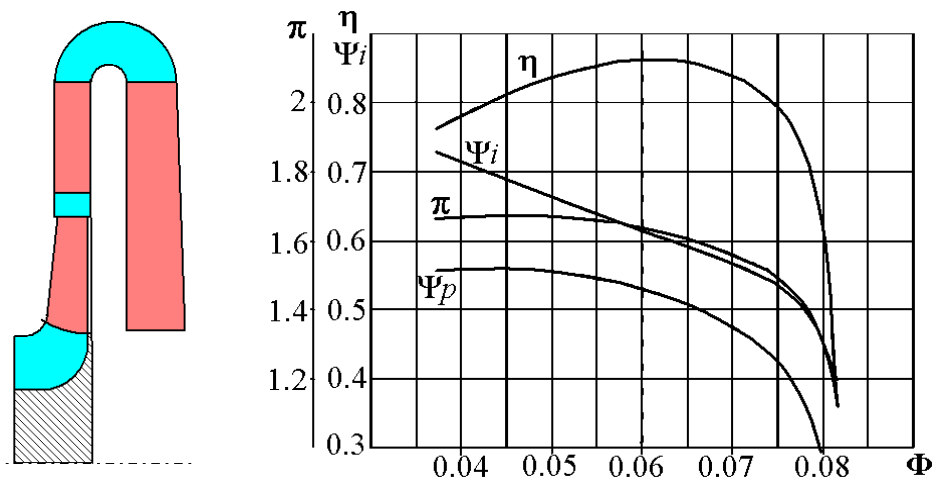


Рис. 7.3.4.7 а. Характеристики и меридиональная форма проточной части ступени РК + ЛД + ОНА с оптимальным углом поворота  $\Delta\alpha = 25^\circ$ .  $D_4/D_2 = 1,55$  (Метод универсального моделирования)

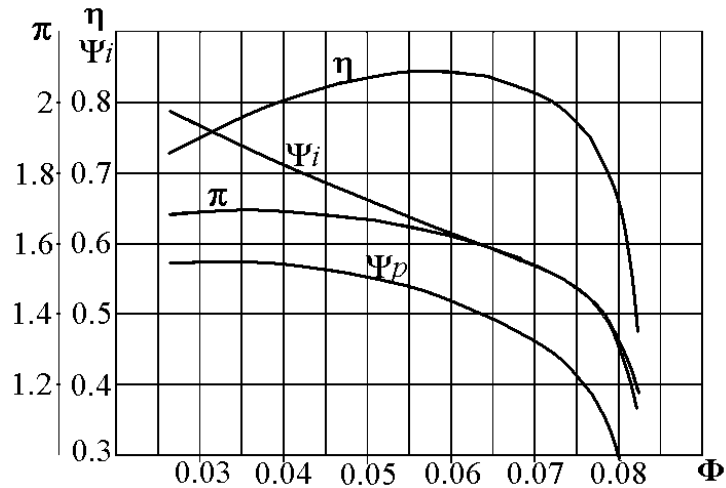
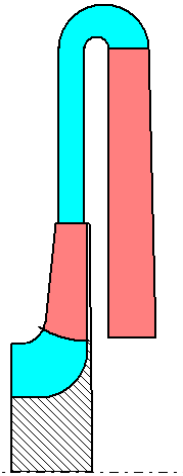


Рис. 7.3.4.7 б. Характеристики и меридиональная форма проточной части ступени РК + БЛД + ОНА.  $D_4/D_2 = 1,70$  (Метод универсального моделирования)

Несмотря на большие радиальные размеры, у ступени с БЛД можно рассчитывать на КПД в расчетной точке всего 84,3%. Это на 2,4% меньше, чем у ступени с ЛД. Зато у этой ступени более пологая характеристика КПД, т.е. КПД меньше снижается при отклонении от расчетного расхода, например:

– при  $\Phi = 0,080$  (133% от  $\Phi_{\text{расч}} = 0,060$ ) КПД ступени с БЛД на 10% выше;

– при  $\Phi = 0,040$  (67% от  $\Phi_{\text{расч}} = 0,060$ ) КПД ступени с БЛД на 3% выше.

Более сильное снижение КПД ступеней с ЛД на нерасчетных режимах связано с ударными потерями на лопатках диффузора:

$$-i_3 = \alpha_{\text{л3}} - \alpha_3 > 0 \text{ при } \Phi > \Phi_{\text{расч}},$$

$$-i_3 = \alpha_{\text{л3}} - \alpha_3 < 0 \text{ при } (\Phi < \Phi_{\text{расч}}).$$

Таких потерь нет в безлопаточных диффузорах. Поэтому при меньшем максимальном КПД ступени с БЛД имеют более широкую зону работы.

Сравнение характеристик на приведенных выше (рис. 7.3.4.7, 7.3.4.8) показывает, что максимальное отношение давлений у ступени с ЛД достигается при  $\Phi_{\text{кр}} = 0,045$ , а у ступени с БЛД — при  $\Phi_{\text{кр}} = 0,035$ . Известно, что режим с максимальным отношением давлений ограничивает устойчивую часть характеристики, являясь границей помпажа. У сопоставляемых ступеней при использовании лопаточного диффузора производительность ступени может быть уменьшена по сравнению с расчетной всего на 25%, а при безлопаточном диффузоре — на 42%, что является серьезным преимуществом.

Преимущество ЛД в получении максимального КПД в расчетной точке проявляются тем сильнее, чем больше доля кинетической энергии на выходе из РК, т.е. чем ниже степень реактивности. Как указывалось, в первом

приближении  $\Omega = h_{pPK} / h_T \approx 1 - 0,5\psi_T$ . То есть, чем больше коэффициент теоретического напора РК на расчетном режиме, тем больший эффект можно ожидать от применения ЛД, и наоборот. Например, среднерасходные низконапорные модельные ступени кафедры КВХТ при  $\psi_{Tрасч} = 0,42 \div 0,45$  имеют максимальный КПД  $86 \div 87\%$  даже с коротким БЛД  $D_4 / D_2 = 1,45$ . У ступеней с  $\psi_{Tрасч} = 0,48$  повысить КПД применением лопаточного диффузора не удалось.

Еще одно преимущество лопаточных диффузоров по сравнению с БЛД заключается в том, что их ширина может быть больше высоты лопаток РК на выходе:  $b_3 / b_2 > 1,0$ . Это способствует уменьшению потерь трения на ограничивающих поверхностях ЛД и ОНА. Доля этих потерь растет с уменьшением условного расчетного коэффициента  $\Phi_{расч}$ . В узких малорасходных ступенях длинные БЛД малоэффективны из-за больших потерь трения. Здесь применение ЛД должно давать особенно заметный эффект. К сожалению, малорасходные ступени обычно находят применение в ЦК высокого и сверхвысокого давления, где применение ЛД нежелательно или неприемлемо из-за динамических напряжений в РК, появляющихся из-за шаговой неравномерности, создаваемой лопатками диффузора.

Область применения ступеней с ЛД — центробежные компрессоры с рабочим давлением обычно не более  $10 \div 12$  МПа, при коэффициентах теоретического напора РК  $\psi_{Tрасч} > 0,50$ , в тех случаях, когда требование максимального КПД в расчетной точке превалирует над требованием широкой зоны работы. В остальных случаях следует использовать безлопаточные диффузоры.

**Выбор размеров проточной части ЛД.** У ступеней ПЦК форму проточной части лопаточного диффузора определяют следующие размеры (рис. 7.3.4.1):

- начало лопаток на диаметре  $D_3$ , который выбирают по соотношению  $D_3 / D_2$ ;
- конец лопаток на диаметре  $D_4$ , который выбирают по соотношению  $D_4 / D_2$ ;
- высота лопаток  $b_3 = b_4$ , которую выбирают по соотношению  $b_3 / b_2$ ;
- форма средней линии лопаток;
- форма профиля лопаток;
- количество лопаток  $z_{ЛД}$ ;
- входной угол лопаток  $\alpha_{л3}$ ;
- выходной угол лопаток  $\alpha_{л4}$ .

Для ступеней ПЦК проверенная практикой проектирования радиальная протяженность безлопаточного участка диффузора равна  $D_3 / D_2 = 1,10 \div 1,15$ . Считается, что большие значения следует выбирать при более высоких

числах  $M_{c_2} = \frac{c_2}{\sqrt{kRT_2}}$  – [17]. При меньшем значении обратная волна давления

от лопаток диффузора усиливает нестационарную нагрузку на РК. Это вызывает вибрацию и поломки лопаток и покрывающих дисков колеса. С другой стороны, выходящий из РК поток по схеме «след — струя» создает нестационарное течение на входе в ЛД с частотой  $\omega = z_{\text{РК}} n (1/c)$ . Если приблизить лопатки ЛД к колесу, усилится шум и нестационарная нагрузка лопаток диффузора. Понятно, что излишнее увеличение отношения  $D_3/D_2$  уменьшает положительный эффект от применения лопаточного диффузора.

Замедление потока в ЛД достигается за счет трех факторов:

- расширение в меридиональной плоскости  $b_3 = b_4 > b_2$  снижает радиальную составляющую скорости;

- «раскрутка» потока лопатками уменьшает окружную составляющую скорости;

- увеличение радиальной протяженности  $D_4/D_2$  снижает обе составляющие скорости, и является основным средством снижения кинетической энергии потока. При более сильном замедлении в ЛД потери растут, но снижаются потери в последующих элементах проточной части.

Расчеты и опыт проектирования показывают, что у среднерасходных средненапорных ступеней при  $D_4/D_2 \approx 1,60$  достижимый КПД приближается к максимально возможному. С учетом того, что ЛД применяют для уменьшения радиальных размеров ступеней, на практике редко применяют такие большие значения. В среднем применяемые значения  $D_4/D_2 \approx 1,50$ , но известны достаточно эффективные ступени с ЛД с радиальной протяженностью  $D_4/D_2 \approx 1,40$ .

Как известно, потери трения в канале обратно пропорциональны гидравлическому диаметру:  $h_{\text{втр}} = \lambda \frac{c^2 l}{2 d_r}$ . Потери трения на

ограничивающих стенках ЛД и других элементов обратно пропорциональны расстоянию между стенками, так как в этом случае  $d_r = 2b$ . В более широком диффузоре меньше радиальная составляющая скорости, а любое уменьшение кинетической энергии снижает потери. Однако при выходе потока из РК в более широкий диффузор имеют место потери внезапного расширения, которые могут быть оценены по формуле Борда — Карно:

$$h_{\text{вБР}} = 0,5(c_{r2} - c_{r3})^2 \approx 0,5c_{r2}^2 \left(1 - \frac{1}{b_3/b_2}\right)^2. \quad (7.3.4.2)$$

Эксперименты и опыт проектирования показывают, что значения  $b_3/b_2 = 1,2 \div 1,4$  дают хорошие результаты. У концевых ступеней с наружными улитками последние сильно увеличивают наружный диаметр

проточной части. Для его уменьшения укорачивают диффузор и рекомендуют увеличивать  $b_3/b_2$  за пределы, указанные выше.

При традиционной форме средней линии лопаток в виде дуги окружности обтекание передней поверхности лопатки (там, где формируется отрыв) вполне адекватное и вряд ли может быть улучшено. Схема средней линии — на рис. 7.3.4.8.

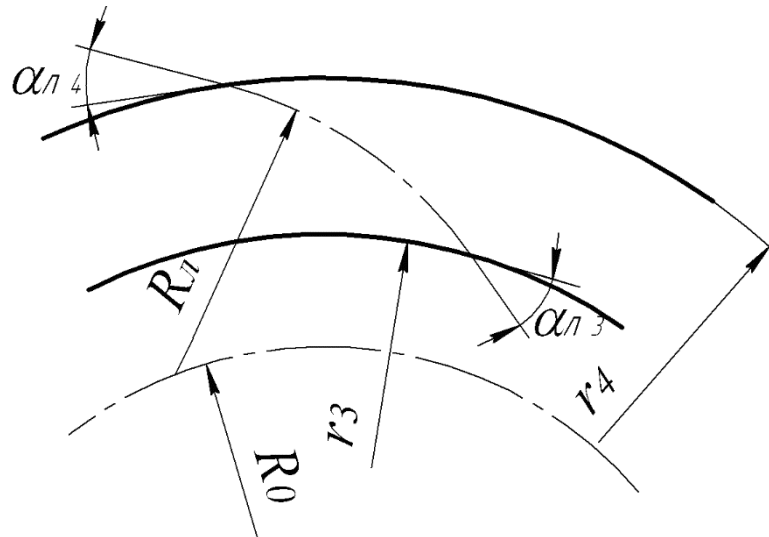


Рис. 7.3.4.8. Схема средней линия лопатки, выполненной по дуге окружности

Для ступеней ПЦК такая форма средней линии кажется вполне приемлемой. Радиус кривизны средней линии зависит от диаметров  $D_3$ ,  $D_4$  и от углов лопатки на этих диаметрах:

$$R_{л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{л4} - D_3 \cos \alpha_{л3})}, \quad (7.3.4.3)$$

а расстояние центра окружности  $R_{л}$  от оси ротора равно:

$$R_0 = \sqrt{R_{л}^2 + 0,25D_4^2 - R_{л}D_4 \cos \alpha_{л4}}. \quad (7.3.4.4)$$

Как показали эксперименты, применение лопаток ЛД постоянной толщины с заострением входных и выходных кромок, подобно лопаткам РК, ведет к заметному снижению КПД ступени. Общепринято использование крыловых профилей с относительной толщиной  $\delta_{\max}/B \leq 5\%$ . Типичная форма лопаточной решетки ЛД показана выше на рис. 7.3.4.4.

На кафедре KBХТ применяется симметричный профиль с максимальной толщиной посередине — рис. 7.3.4.9. Такой профиль проще в изготовлении, чем крыловой, и, что проверено опытами, обеспечивает

лопаточному диффузору такие же характеристики. Максимальная толщина профиля принимается  $\delta_{\max} / D_2 \approx 0,015$ .

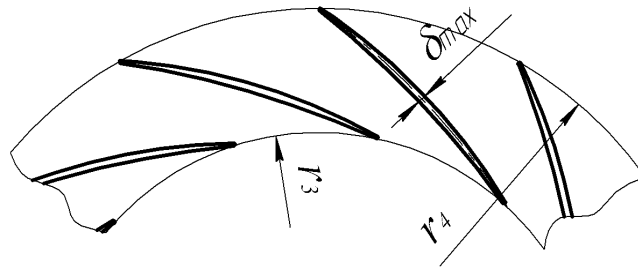


Рис. 7.3.4.9. Лопаточная решетка с симметричными дуговыми профилями

В [17] количество лопаток рекомендуется выбрать на основе оптимальной густоты лопаточной решетки:

$$\left( \frac{l}{t_{\text{cp}}} \right)_{\text{opt}} = z_{\text{ЛД}} \frac{\lg \frac{D_4}{D_3}}{2,73 \sin \frac{(\alpha_{\text{л3}} + \alpha_{\text{л4}})}{2}} = 1,80 \dots 2,20 \quad (7.3.4.5)$$

Здесь меньшая густота рекомендуется для более толстых лопаток.

Эта рекомендация хорошо проверена для средненапорных среднерасходных ступеней. По опытам кафедры КВХТ для низконапорных ступеней, или при больших  $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,10 \div 0,14$  в сочетании с рассматриваемыми ниже осерадиальными пространственными РК хорошие результаты показывают ЛД со значительно меньшей густотой.

В Методе универсального моделирования оптимизация числа лопаток ЛД делается так же, как у РК — путем сопоставления вариантов с разной

безразмерной нагрузкой лопаток  $\Delta \bar{c}_{\text{cp}} = \frac{(c_3 - c_{\text{п}})_{\text{cp}}}{u_2}$ . Рассчитанное число

лопаток округляется до ближайшего целого значения.

Число лопаток диффузора не должно совпадать с числом лопаток РК и лучше, чтобы это число было простым, т.е. делилось без остатка только на само себя и на единицу. В этом случае частота нестационарной аэродинамической силы  $\omega = z_{\text{РК}} n$  (1/с), связанной с конечным числом лопаток РК не должна вызывать резонансных колебаний лопаток диффузора. Равно и волны давления от лопаток ЛД, создающие в относительном движении нестационарную аэродинамическую силу  $\omega = z_{\text{ЛД}} n$  (1/с) не вызовут резонансных колебаний лопаток РК.



Для получения максимального КПД ступени на расчетном режиме все элементы проточной части должны иметь минимальные значения коэффициентов потерь  $\zeta = f(\Phi)$  именно на этом режиме. Лопатки диффузора весьма чувствительны к условиям обтекания, поэтому минимум коэффициента потерь достигается при условии безударного входа в том же смысле, что и при обтекании лопаток РК. Ситуация осложняется тем, что выходящий из рабочего колеса поток имеет значительную неравномерность вдоль входной кромки цилиндрических лопаток. Из данных на рис. 7.3.3.7 следует, что на относительном радиусе  $\bar{r} = 1,05$  угол потока  $\alpha$  по ширине БЛД меняется в пределах примерно  $8 - 25^\circ$ , хотя на значительном отрезке середины канала этот угол постоянный, и равен  $20^\circ$ . Ситуация осложняется еще и тем, что упомянутые значения – это осредненные по времени значения, периодически меняющиеся с частотой  $n \times z$ .

Сказанное делает понятным необходимость эмпирического подхода к решению задачи безударного входа, решаемой в одномерной постановке. Классический подход изложен в монографии [17].

Условие безударного входа формулируется в виде:

$$i_{3б.у.} = \alpha_{л3} - \alpha_{3эф} = 0. \quad (7.3.4.6)$$

Эффективный угол потока  $\alpha_{3эф}$  на входе в ЛД определяется с учетом того, что при  $b_3 > b_2$  поток может не успеть заполнить все пространство по высоте лопаток ЛД на входе. Такая ситуация изображена на рис. 7.3.4.10. Вместе с тем в [17] со ссылкой на [11] указано, что на диаметре  $D_3 / D_2 = 1,10$  поток заполняет все проходное сечение (т.е.  $b_{эф} = b_3$ ) при условии:

$$b_3 / b_2 \leq 1 + \frac{0,015}{b_2}. \quad (7.3.4.7)$$

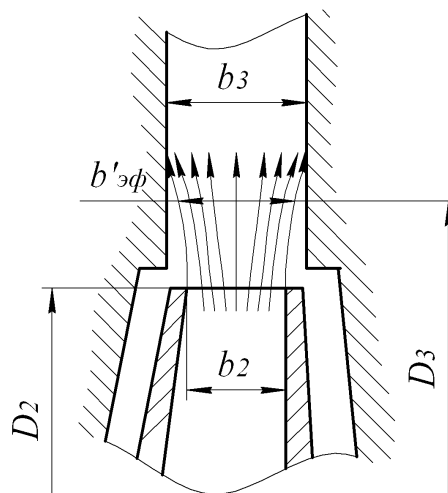


Рис. 7.3.4.10. Растекание потока на выходе из рабочего колеса при

$$b_{эф} < b_3$$

При обычно принимаемых значениях  $D_3/D_2 = 1,10$  и  $b_3/b_2 = 1,20$  поток заполняет входное сечение ЛД, если относительная высота лопаток  $\bar{b}_2 \leq 0,075$ . Это превышает обычные значения. Поэтому согласно [17] для большинства практических ситуаций пригодно такое соотношение для определения эффективного угла потока:

$$\alpha_{3эф} = \arctg \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha'_2}{b_3/b_2} \right). \quad (7.3.4.8)$$

Пригодной для определения входного лопаточного угла при любых соотношениях размеров входа в ЛД автор [17] считает эмпирическую формулу

$$\alpha_{л3} = \arctg \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha'_2}{(b_3/b_2)^{0,63}} \right). \quad (7.3.4.9)$$

Обратим внимание на то, что в этих формулах автор монографии [17] использует в этих формулах угол абсолютной скорости на выходе из РК с учетом стеснения, т.е.  $\operatorname{tg} \alpha'_2 = \varphi' / \psi_T$ .

В Методе универсального моделирования условие безударного входа рассчитывается с учетом стеснения потока лопатками диффузора и с учетом перестройки потока из-за нагрузки лопаток, так как это делается при проектировании лопаточного аппарата РК.

Изложенное не исчерпывает известные рекомендации по выбору входного угла лопаток ЛД. Неоднозначность решения задачи связана с упомянутой выше сложной пространственной нестационарной структурой потока на выходе из рабочего колеса. Вопрос выбора условия безударного обтекания лопаток диффузора заслуживает решения при испытаниях модельных ступеней. Здесь этот вопрос решается путем анализа поэлементных характеристик. То есть, следует проверить соответствие минимума коэффициента потерь ЛД расчетному режиму ступени, и изменить величину входного угла лопаток при необходимости.

Выходной угол лопаток  $\alpha_{л4}$  выбирается с учетом того, что чем больше выходной угол лопаток, тем сильнее замедление потока. В любом случае задняя поверхность лопаток должна быть вогнутой во избежание отрыва на этой поверхности. При нулевой толщине лопаток этому условию отвечает

положительное значение радиуса средней линии лопатки

$$R_{л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{л4} - D_3 \cos \alpha_{л3})} > 0, \text{ или:}$$

$$\alpha_{л4} < \arccos \left( \frac{D_3 \cos \alpha_{л3}}{D_4} \right). \quad (7.3.4.10)$$

При прямой средней линии и передняя, и задняя поверхности окажутся выпуклыми. При этом отрыв вероятен на задней поверхности, что приведет к повышенным потерям. Выходной угол лопаток следует принять таким, чтобы задняя поверхность профиля оказалась вогнутой с учетом формы и толщины профиля лопатки.

Выбор  $\alpha_{л4}$  по изложенной выше рекомендации обеспечит максимальное замедление потока в ЛД при выбранных ранее основных размерах. Для расчета угла отставания потока на выходе из ЛД  $\Delta\alpha_4 = \alpha_{л4} - \alpha_4$  при лопатках со средней линией по дуге окружности в [11] и [17] рекомендуется формула:

$$\Delta\alpha_4 = \alpha_{л4} - \alpha_4 = 0,346 \frac{\alpha_4 - \alpha_3}{\sqrt{l/t_{cp}}}, \quad (7.3.4.11)$$

где  $l/t_{cp}$  определяется по формуле (7.3.4.5), или, если принять  $\alpha_3 = \alpha_{л3}$ :

$$\Delta\alpha_4 = \frac{\alpha_{л4} - \alpha_{л3}}{\frac{\sqrt{l/t_{cp}}}{0,346} + 1}. \quad (7.3.4.12)$$

Формула (7.3.4.11) – это видоизменение формулы А.Хауэлла (4.18.2), полученной в результате продувки плоских решеток в аэродинамических трубах. Течение в круговой решетке ЛД отличается от плоских решеток тем, по меньшей мере, что при одинаковых углах изогнутости профилей  $\Theta = \alpha_{л4} - \alpha_{л3}$  замедление потока в радиальных решетках значительно сильнее, и сопровождается отрывами потока (рис. 7.3.4.4). Тем не менее, согласно [17] экспериментальные данные Невского завода подтверждают пригодность соотношений (7.3.4.11), (7.3.4.12) для расчетов.

Замедление потока в ЛД вытекает из уравнения неразрывности:

$$\dot{c}_{л0} = \frac{c_4}{c_2} = \frac{\rho_2}{\rho_4} \frac{\bar{D}_4}{b_4} \frac{b_2 \sin \alpha_2}{b_4 \sin \alpha_4}. \quad (7.3.4.13)$$

Если при максимально допустимом по соотношению (7.3.4.10) угле выхода лопаток получается такое сильное замедление, которое по каким-

либо причинам не требуется, или нежелательно, выходной угол лопаток  $\alpha_{л4}$  следует сделать меньше.

**Двухъярусные лопаточные решетки ЛД.** В свое время в практику проектирования кафедрой компрессоростроения (ныне кафедра КВХТ) были введены двухъярусные ЛД с учетом тех же соображений, по которым применялись двухъярусные РК, рассмотренные выше. Это лопаточные аппараты, состоящие из четного числа лопаток с чередованием обычных лопаток, занимающих пространство от  $D_3$  до  $D_4$  с укороченными лопатками, начинающимися на  $D_{II} > D_3$ . Такое решение уменьшает стеснение потока на входе при сохранении достаточной густоты решетки на выходе.

Испытания показали сильное влияние взаимного положения длинных и коротких лопаток на эффективность — рис. 7.3.11.

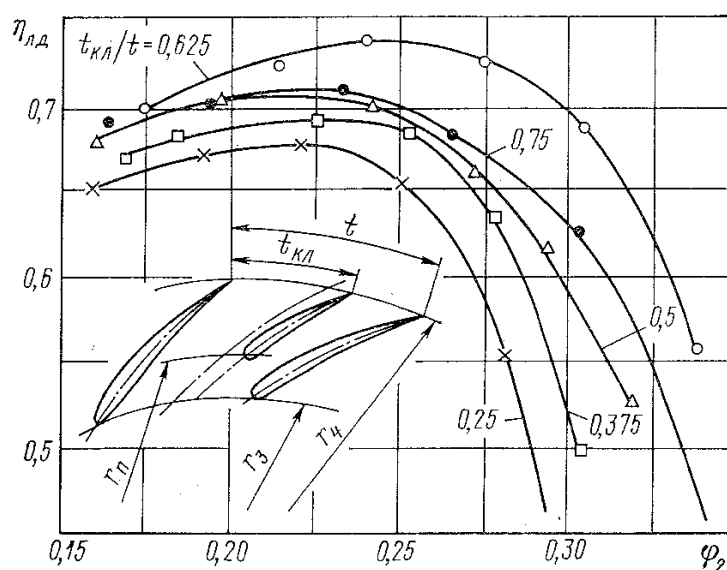


Рис. 7.3.4.11. Характеристики двухъярусных лопаточных диффузоров при различном положении лопаток второго яруса рабочего колеса с  $\beta_{л2} = 90^\circ$ ,  $M_u = 0,9$ ,  $b_3/b_2 = 1,0$ ,  $\bar{r}_3 = 1,2$ ,  $\bar{r}_4 = 1,64$  [19]

Данные на этом рисунке обращают внимание так же невысокой эффективностью ступени, что, впрочем, может быть связано и с неэффективностью высоконапорного РК. Что касается ЛД, то надо учесть следующее. Гипотетическая эффективность применения двухъярусных решеток тем выше, чем больше радиальная протяженность решетки. При типичном относительном диаметре входа в РК  $D_1 \approx 0,57$  обратная ей радиальная протяженность равна примерно 1,75, в то время как при типичных размерах ЛД  $\bar{D}_3 = 1,10$  и  $\bar{D}_4 = 1,55$  у ЛД радиальная протяженность всего 1,41. Тем не менее, применение двухъярусных ЛД решило как минимум в одном случае реального проектирования ЦК проблему увеличения максимального расхода ступени  $\Phi_{max} \uparrow$ . Очевидно,

при обычном одноярусном исполнении максимальный расход ступени был ограничен размером проходного сечения на входе в ЛД.

**Двухрядные лопаточные решетки ЛД.** Применение двухрядных ЛД кажется более перспективным. Осуществление значительного замедления без отрыва потока делается, например, на последней ступени осевых компрессоров со ступенями, имеющими 50% степень реактивности. Там за направляющим аппаратом последней ступени устанавливают спрямляющие лопатки. Развившийся, но еще не способный к отрыву пограничный слой на лопатках первого ряда (НА) уходит в межлопаточные каналы спрямляющего аппарата. На лопатках СА заново развивающийся пограничный слой так же не успевает дойти до отрывного состояния.

Некоторые результаты исследования двухрядных ЛД представлены в [19]. На рис. 7.3.4.12 показаны диаграммы распределения невязких скоростей по поверхности лопаток 1-го и 2-го рядов при их разном взаимном положении.

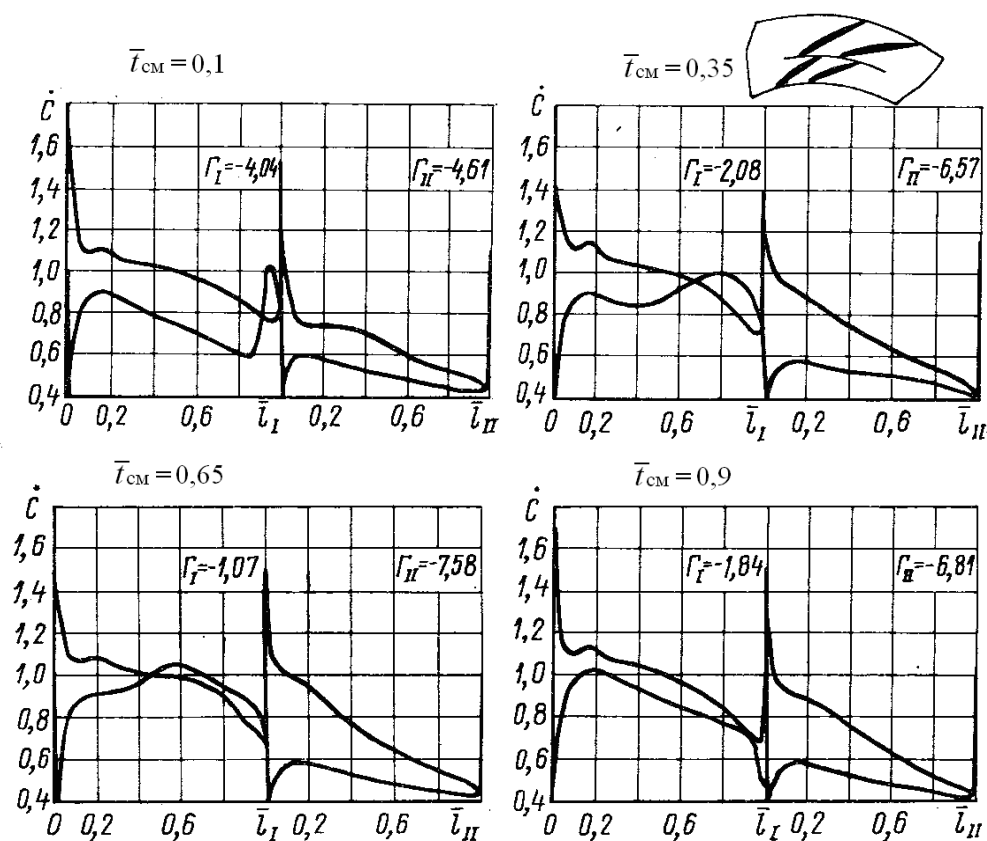


Рис. 7.3.4.12. Влияние взаимного положения лопаток двухрядного ЛД на распределение скоростей ( $z_I = z_{II} = 20$ ,  $\bar{r}_3 = 1,19$ ,  $\bar{r}_{4I} = \bar{r}_{3II} = 1,31$ ,  $\bar{r}_4 = 1,58$ ) [19]

Наиболее гармоничны диаграммы при расстоянии лопаток 1-го ряда на 0,10 шага от задней поверхности лопаток 2-го ряда — это верхняя левая диаграмма. Модельные испытания подтвердили более высокую

эффективность такого варианта исполнения двухрядной конструкции. Хотя полученные значения КПД двухрядных ЛД вызывают некоторые сомнения, в целом их потенциальные возможности не вызывают сомнений. Вместе с тем, сейчас нет данных по отработанным модельным ступенями или проточным частям ЦК с двухрядными ЛД.

**Расчет параметров потока на выходе из ЛД.** Расчет по сути не отличается от расчета параметров потока на выходе из БЛД.

Угол выхода потока из ЛД определяется отставанием от лопаток  $\alpha_4 = \alpha_{л4} - \Delta\alpha_4$ . Согласно формуле (7.3.4.12) при обычной густоте  $\frac{l}{t_{ср}} \approx 2,0$  и

при разности углов  $\Delta\alpha_{л} = \alpha_{л4} - \alpha_{л3} = 0 \div 25^\circ$  углы отставания могут быть равны  $2,5 \div 6,5^\circ$ . Это практически соответствует данным расчетов по эмпирическим зависимостям Метода универсального моделирования.

Необходимое для расчета параметров потока определение потерянного напора удобнее всего делать с помощью эмпирического коэффициента

потерь  $\zeta_{лД} = \frac{h_{wлД}}{0,5c_2^2}$ . Для ЛД среднерасходных средненапорных ступеней с

размерами, выбранными по приведенным выше рекомендациям коэффициент потерь имеет порядок  $\zeta_{лД} \approx 0,12$ . Расчет потерь и параметров потока с учетом конкретных размеров, критериев подобия и режима работы выполняют программы Метода универсального моделирования.

Общее замедление потока в безлопаточной и лопаточной частях ЛД лежит в пределах  $\dot{c} = c_4 / c_2 \approx 0,25 \div 0,35$ . При коэффициенте потерь  $\zeta_{лД} \approx 0,12$  это соответствует КПД диффузора примерно 85%, что вытекает из

приведенной выше зависимости  $\eta_{лД} = 1 - \frac{\zeta_d}{1 - \dot{c}_{лД}^2}$ . КПД лопаточных

диффузоров сильнее зависит от режима работы, что схематически показано на рис. 7.3.4.13.

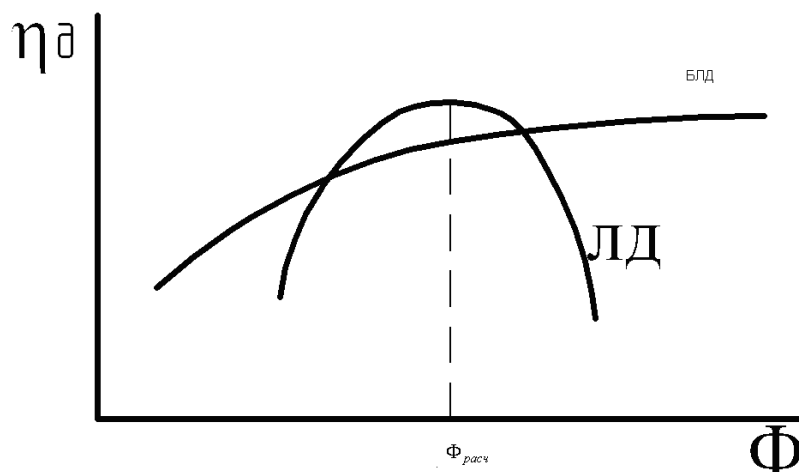


Рис. 7.3.4.13. Влияние режима работы на эффективность лопаточного и безлопаточного диффузоров

### Профилирование и расчет обратно-направляющих аппаратов

**Форма ОНА.** Обратно-направляющий аппарат является последним, выходным элементом проточной части промежуточной ступени. Подлежащие определению размеры показаны на рис. 7.3.5.1.

Назначение ОНА — подвести выходящий из диффузора газ (сечение «4») к входу в рабочее колесо следующей ступени. Сечение «0» — вход в РК следующей ступени — совпадает с сечением «0'» — выход из ОНА. Обратно-направляющий аппарат состоит из трех элементов:

– осесимметричное поворотное колено (ОПК), сеч. «4»–«5». Его назначение — изменить «центробежное» направление потока на «центростремительное». В меридиональной плоскости поток разворачивается на  $180^\circ$ . У известных конструкций ОНА сечения «4» и «5» расположены на одинаковых расстояниях от оси ротора, т.е.  $D_5 = D_4$ ;

– лопаточный аппарат (ЛА), сеч «5»–«6». Назначение — уменьшить до нуля закрутку потока, выходящего из диффузора. Тем самым обеспечивается отсутствие закрутки потока ( $c_{u1} = 0$ ) на входе в РК следующей ступени. В воображаемом ОНА без лопаток движение газа от сечения выхода из диффузора «4» до сечения выхода из ОНА «0'» происходило бы практически по закону постоянства циркуляции (уменьшение циркуляции из-за трения о стенки невелико). То есть, на входе в РК следующей ступени имела бы место положительная закрутка потока, примерно равная закрутке потока в сечении «6»:

$c_{u6} \approx c_{u4} \frac{D_4}{D_6}$ . Если диффузор безлопаточный, то эта закрутка была бы

равна  $c_{u6} \approx c_{u2} \frac{D_1}{D_2}$ , и на входе в РК следующей ступени поток вращался бы

быстрее рабочего колеса.

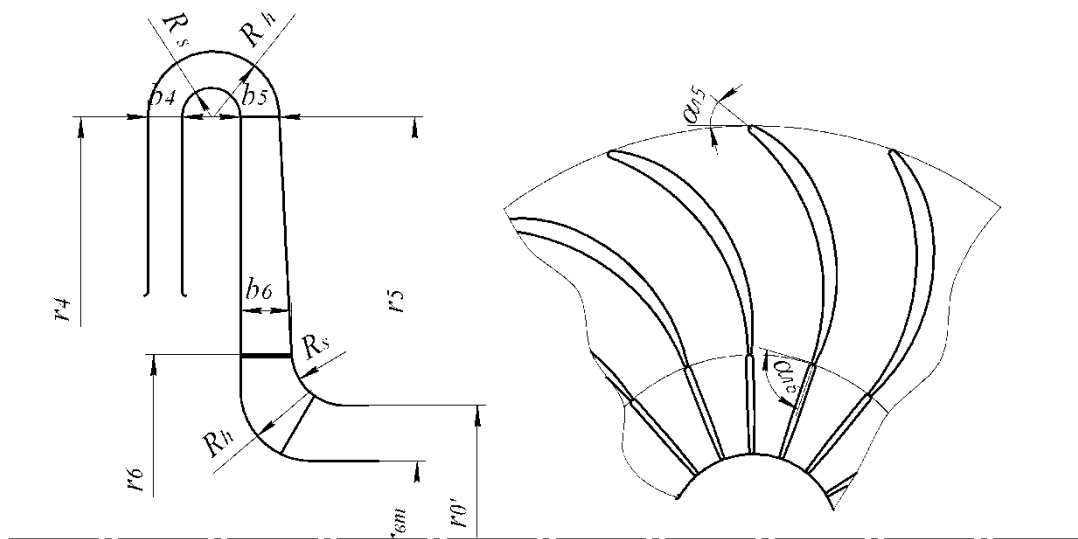


Рис. 7.3.5.1. Основные размеры обратно-направляющего аппарата в меридиональной и радиальной плоскостях

Таким образом, в ступени с БЛД лопатки ОНА выполняют ту же функцию, что и лопатки направляющего аппарата осевой ступени. Без них подвод к газу механической работы следующим рабочим колесом был бы невозможен. В ступени ПЦК с лопаточным диффузором раскрутка потока осуществляется совместно лопатками ЛД и ОНА;

– выходной кольцевой конфузор (ВКК) — сеч. «б»–«0'» для подвода газа к РК следующей ступени. В меридиональной плоскости поток поворачивает на 90°. В этом элементе обычно расположены спрямляющие лопатки, представляющие из себя радиальные пластины, продолжающие лопатки ОНА. Назначение спрямляющих лопаток — полностью исключить закрутку потока на входе в РК следующей ступени. Остаточная закрутка могла бы иметь место из-за отставания потока на выходе из лопаточного аппарата ОНА. Спрямляющие лопатки обычно конструктивно отделены от лопаточного аппарата. У некоторых крупных ПЦК лопаточный аппарат, спрямляющие лопатки и диафрагмы, образующие меридиональные обводы ОНА, отливаются совместно.

**Особенности течения в ОНА, влияние основных размеров.** В осесимметричном поворотном колене течение определяется двумя факторами:

– поворот потока в меридиональной плоскости с закономерностями, общими для обычных поворотных колен трубопроводов. Градиент скоростей по нормали в них определяется условием равновесия газовых частиц на криволинейных траекториях  $\frac{\partial c_m}{\partial n} = -\frac{c_m}{R_m}$  ( $R_m$  — кривизна траектории в меридиональной плоскости);

– градиенты давления и скорости по радиусу из-за вращения газа вокруг оси  $z$  со скоростью  $c_u$ :  $\frac{\partial c_u}{\partial r} = -\frac{c_u}{r}$ . Здесь закономерности аналогичны рассмотренному выше течению в БЛД с одной особенностью. До середины ОПК газ движется, удаляясь от оси ротора. Как и в БЛД скорость потока уменьшается, давление растет. Во второй половине ОПК движение центростремительное — скорость возрастает, давление падает.

Обычно применяемая форма поворотного колена — это дуги окружности радиусов  $R_s$  и  $R_n$ . Как и в плоском поворотном колене, основной фактор, контролирующий поведение потока — отношение  $R_s/b_4$ .

Рассмотрим картины течения в поворотном колене, исследованной путем численного эксперимента, Осесимметричные каналы, имитирующие часть БЛД, собственно ОПК и выход из поворотного колена, показаны на рис. 7.3.5.2, 7.3.5.3, 7.3.5.4. Три варианта каналов отличаются



относительным радиусом закругления криволинейного колена  $R_s/b_4$ . Расчеты сделаны при трех значениях угла потока. Углы  $\alpha_4=12,55^\circ$  и  $26,40^\circ$  соответствуют критическому и оптимальному режиму исследованной модельной ступени. Угол потока  $90^\circ$  невозможен в реальной ступени и выбран для сопоставления картины течения, когда закрутки потока  $c_u$  нет.

Векторы скорости на рис. 7.3.5.2 показывают, что, несмотря на наличие диффузорности колена с  $b_5/b_4 = 1,13$ , чисто меридиональное течение при большом радиусе кривизны  $R_s/b_4 = 1,0$  безотрывное. При вдвое меньшем радиусе имеет место замкнутая вихревая зона, начинающаяся на границе ОПК и лопаточного канала. Расчет выполнялся и для варианта с  $R_s/b_4 = 0,76$ . Зона отрыва и в этом случае не возникает. В начале ОПК в зоне диффузорности, на вогнутой поверхности вихревая зона не образуется при всех трех исследованных  $R_s/b_4$ .

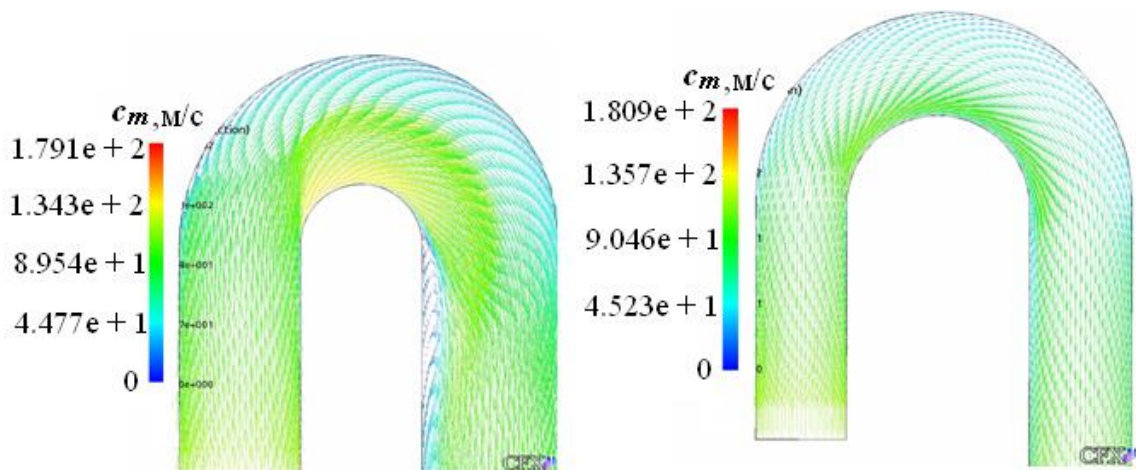


Рис. 7.3.5.2. Векторы скорости в осесимметричном поворотном колене с  $R_s/b_4 = 0,5$  и  $1,0$ ,  $b_5/b_4 = 1,13$ ,  $\alpha_4 = 90^\circ$

При течении с закруткой ( $\alpha_4 < 90^\circ$ ) в первой половине ОПК проявляются особенности, характерные для безлопаточного диффузора, а во второй — для безлопаточного конфузора:

– во всех случаях в начале ОПК на вогнутой поверхности образуется вихревая зона, замыкающаяся в пределах примерно  $2/3$  длины ОПК. Относительный радиус кривизны практически не влияет на интенсивность вихревой зоны;

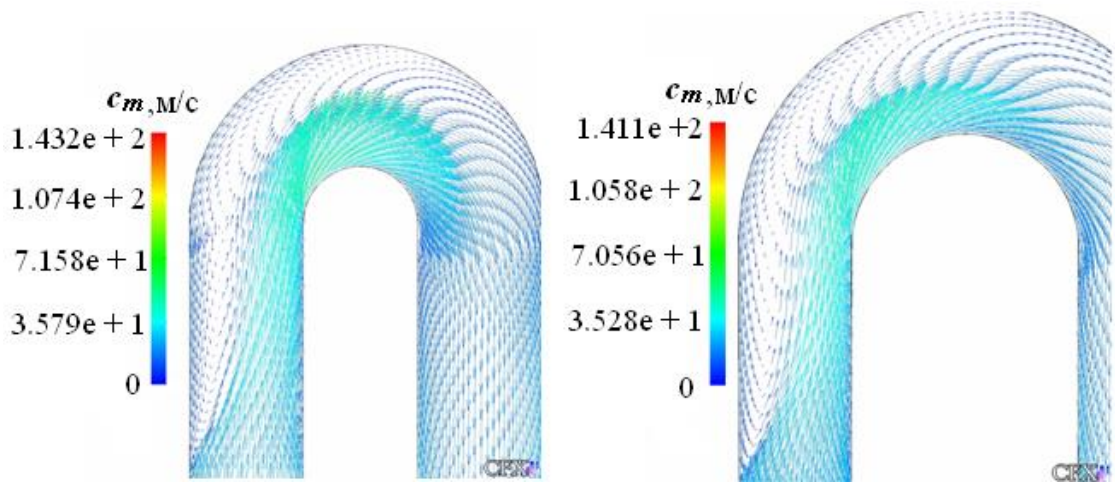


Рис. 7.3.5.3. Векторы скорости в осесимметричном поворотном колене с  $R_s/b_4 = 0,5$  и  $1,0$ ,  $b_5/b_4 = 1,13$ ,  $\alpha_4 = 12,55^\circ$

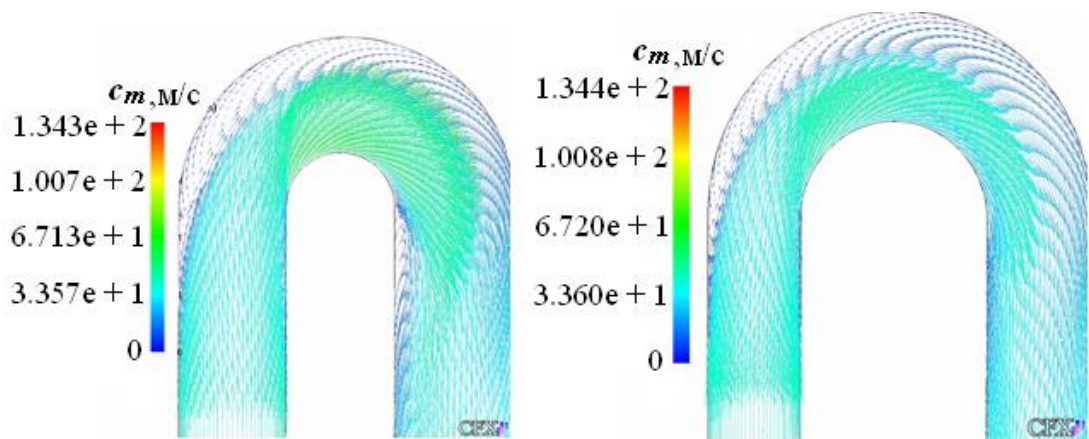


Рис. 7.3.5.4. Векторы скорости в осесимметричном поворотном колене с  $R_s/b_5 = 0,5$  и  $1,0$ ,  $b_5/b_4 = 1,13$ ,  $\alpha_4 = 26,40^\circ$

– при минимальном из исследованных  $\alpha_4 = 12,55^\circ$  соотношение между  $c_{r4}$  и  $c_{u4}$  равно примерно  $1/5$  ( $0,223$ ). Падение давления из-за роста  $c_{u4}$  во второй половине ОПК препятствует появлению зоны срыва на выходе из ОПК при всех  $R_s/b_4 = 0,50 \div 1,0$ ;

– при  $\alpha_4 = 26,40^\circ$  (оптимальный режим исследованной ступени) соотношение между  $c_{r4}$  и  $c_{u4}$  равно примерно  $1/2$  ( $0,496$ ). Падение давления из-за роста  $c_{u4}$  недостаточно для предотвращения отрыва на выходе из ОПК при  $R_s/b_4 = 0,50$ . Однако при  $R_s/b_4 = 1,0$  зоны отрыва нет, так как местная

диффузорность на выпуклой поверхности ОПК в этом случае меньше. Вихревая зона не возникает и при  $R_s/b_4 = 0,76$ .

На рис. 7.3.5.5 показаны рассчитанные коэффициенты потерь ОПК  $\zeta_{\text{ОПК}} = 2h_{\text{вОПК}}/c_4^2$  в зависимости от  $\alpha_4$  при  $R_s/b_4 = 0,507 - 1,00$ . Обратим внимание на то, что ОПК с наименьшим  $R_s/b_4$  имеет меньший коэффициент потерь при  $\alpha_4 < 45^\circ$ . То есть, в диапазоне рабочих режимов ступени колена с наименьшим радиусом кривизны более эффективно. Видимо потери трения в более компактном варианте ОПК заметно меньше, что компенсирует более интенсивные вихревые потери.

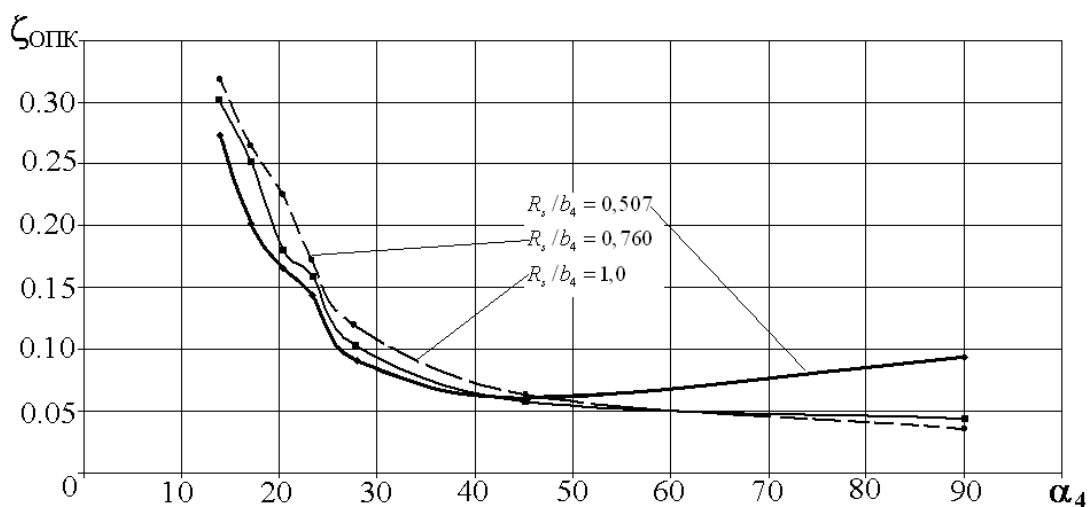


Рис. 7.3.5.5. Зависимости коэффициента потерь осесимметричного поворотного колена  $\zeta_{\text{ОПК}} = 2h_{\text{вОПК}}/c_4^2$  от  $\alpha_4$  при исследованных  $R_s/b_4$ .  $b_4/b_3 = 1,13$

Обсуждаемые выше результаты носят несколько абстрактный характер, так как не учитывалось влияние структуры потока на выходе из ОПК на последующий элемент — лопаточный аппарат ОНА. Очевидно, что вихревая зона на входе на лопатки ухудшит их обтекание и нежелательна поэтому. Вероятно, для среднерасходных ступеней следует выбирать относительный радиус закругления  $R_s/b_4 \approx 0,75$ , но и не менее 0,50, даже если этого требует уменьшение осевых размеров ступени. У малорасходных ступеней ширина диффузоров на выходе может быть очень мала и при указанных выше значениях  $R_s/b_4$  толщина внутренней диафрагмы ОНА может оказаться недостаточной конструктивно или по прочностным соображениям. В этом случае  $R_s/b_4$  следует выбирать исходя из конструктивных соображений.

Второе соотношение размеров, определяющее форму ОПК — это соотношение ширины каналов выхода/входа  $b_5/b_4$ , определяющее конфузурность или диффузорность поворотного колена. До проведения

исследований, показавших стабилизирующий эффект закрутки потока на выходе из ОПК, предлагалось делать колена конфузорными, т.е. принимать значения  $b_5/b_4 < 1,0$  — по аналогии с обычным приемом уменьшения вихревых потерь в плоских коленах. Уменьшение вероятности отрыва потока на выходе из ОПК под воздействием поля давлений от закрутки потока позволяет принимать значения  $b_5/b_4 > 1,0$  с целью снижения потерь в лопаточной части ОНА. На основании анализа результатов экспериментов в [19] приводится диапазон рекомендуемых значений  $b_5/b_4 = f(\Phi_p)$  — рис. 7.3.5.6.

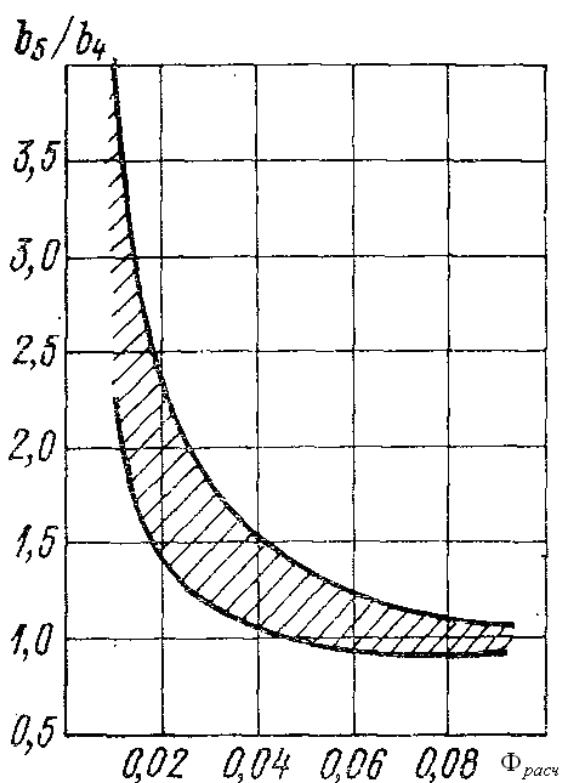


Рис. 7.3.5.6. Рекомендуемый диапазон  $b_5/b_4$  в зависимости от коэффициента расхода рабочего колеса [19]

Как известно, относительная ширина диффузора пропорциональна расчетному коэффициенту расхода. Чем меньше  $\Phi_{расч}$ , тем меньше размер ОПК на входе  $b_4/D_2$ , и тем больший эффект дает расширение последующих каналов проточной части. Рекомендация на рис. 7.3.5.6 достаточно расплывчатая. Например, не учитывается тип диффузора: при прочих равных условиях  $b_4/D_2$  больше при ЛД, чем при БЛД. Расчеты Методом универсального моделирования и опыт проектирования показывают, что для среднерасходных ступеней хорошие результаты получаются при  $b_5 = b_6$ , т.е. когда лопаточная часть ОНА имеет постоянную ширину. Однако, если при

этом отношении  $b_5/b_4$  получается слишком большим, следует принимать соотношение  $b_5/b_6 < 1,0$ .

Форма лопаток в радиальной плоскости определяется необходимостью обеспечить безударный вход за счет выбора входного угла лопаток  $\alpha_{л5} \approx \alpha_5 = \arctg \frac{c_{r5}}{c_{u5}}$ , и обеспечить выход с нулевой закруткой потока.

Скорость на входе в лопаточный аппарат ОНА существенно меньше, чем на входе в рабочее колесо или в диффузор, но потери напора не маленькие из-за большого коэффициента потерь.

Лопатки ОНА достаточно нагружены. В ступени с БЛД они должны «раскрутить» поток, закрученный рабочим колесом. Циркуляция потока на лопатках ОНА равна  $\Gamma_{ОНА} = \Gamma_{РК} K_{тр}$ , где  $K_{тр} \approx 0,75 \div 0,85$  учитывает снижение циркуляции из-за трения о стенки БЛД и ОПК. В ступенях с ЛД циркуляция  $\Gamma_{ОНА} = (\Gamma_{РК} - \Gamma_{ЛД}) K_{тр\text{ ОПК}}$  так же достаточно велика.

Изменение средней скорости можно оценить на основании следующих соображений. В ОНА в целом отношение скоростей равно  $\dot{c}_{ОНА} = \frac{c_{0'}}{c_4}$ . Считая,

что скорость на входе в РК проектируемой ступени такая же, как на входе в следующую ступень  $c_0 = c_{0'}$ , и что диаметр входа в РК выбран по условию минимума относительной скорости (формула (7.3.1.11)), при котором

$$\bar{D}_0^2 - \bar{D}_h^2 = 1,26 \left( \frac{K_F \Phi_{расч}}{K_D \tau_1 \varepsilon_1} \right)^{2/3} :$$

$$\dot{c}_{ОНА} = \frac{c_{0'}}{c_4} \approx \frac{c_0}{c_4} = \frac{\bar{m} / \rho_0 F_0}{c_2 \dot{c}_d} = \frac{\Phi_{расч}}{\varepsilon_0 (\bar{D}_0^2 - \bar{D}_h^2) \bar{c}_2 \dot{c}_d} = \frac{\Phi_{расч}^{1/3}}{\varepsilon_0 1,26 \left( \frac{K_F}{K_D \tau_1 \varepsilon_1} \right)^{2/3} \bar{c}_2 \dot{c}_d} . \quad (7.3.5.1)$$

Отношение коэффициентов сжимаемости  $\varepsilon_0 / \varepsilon_1^{2/3}$  близко к единице. При типичных значениях  $K_F = 0,95$ ,  $K_D = 1,02$ ,  $\tau_1 = 0,82$ :

$$\dot{c}_{ОНА} \approx 0,73 \frac{\Phi_{расч}^{1/3}}{\bar{c}_2 \dot{c}_d} = 0,73 \frac{\Phi_{расч}^{1/3}}{\Psi_{Грасч} \dot{c}_d} \cos \alpha_{2\text{ расч}} . \quad (7.3.5.2)$$

В безлопаточных частях ОНА — в ОПК и в КК — изменение скорости невелико и противоположно по знаку. Поэтому отношение скоростей в лопаточном аппарате ОНА достаточно корректно можно оценить по соотношениям (7.3.5.1), (7.3.5.2). Например, для типичных ступеней

компрессоров ГПА с короткими БЛД при  $\Phi_{расч} = 0,050$ ,  $\psi_{Трасч} = 0,48$ ,  $\alpha_{2расч} = 18^\circ$ ,  $\dot{c}_{dрасч} = 0,65$  отношение скоростей в ОНА равно  $\dot{c}_{ОНАрасч} \approx 0,82$ . Это небольшое замедление, но в сочетании со значительной циркуляцией потока на лопатках приводит к их достаточной нагруженности. «Нетипичные» ступени дожимных компрессоров при практически тех же параметрах, но с повышенными коэффициентами напора  $\psi_{Трасч} \approx 0,70$  требуют очень существенного замедления потока в ОНА:  $\dot{c}_{ОНА} \approx 0,55$ . Применение ЛД для таких ступеней предпочтительнее.

Разные фирмы предпочитают лопаточные аппараты ОНА с разной формой лопаток и густотой решеток. Лопатки постоянной толщины с заострением выходной части и скруглением входной кромки были характерны для отечественных ПЦК в середине прошлого столетия. В СБК по компрессоростроению (ныне НИИТК им. В.Б. Шнеппа, г. Казань) лопатки ОНА получали путем конформного преобразования плоских решеток, испытанных в аэродинамических трубах.

По опыту проектирования кафедры КВХТ СПбГПУ самые хорошие результаты показали ОНА с лопаточными аппаратами, подобными показанным на рис. 7.3.5.7 – 7.3.5.9. Объект испытаний и расчетов — малорасходная модельная ступень кафедры КВХТ типа П028/575/37 (условный коэффициент расхода  $\Phi_{расч} = 0,028$ ) с коротким безлопаточным диффузором. Визуализация зон отрыва осуществлялась путем ввода порошкового красителя в проточную часть на исследуемом режиме (отложение красителя — в зонах низких касательных напряжений, характерных для зон отрыва потока). Расчеты параметров потока сделаны по программе FLUENT 6.0.

Испытания и расчеты показали значительное развитие низкоэнергетических зон в лопаточном аппарате.

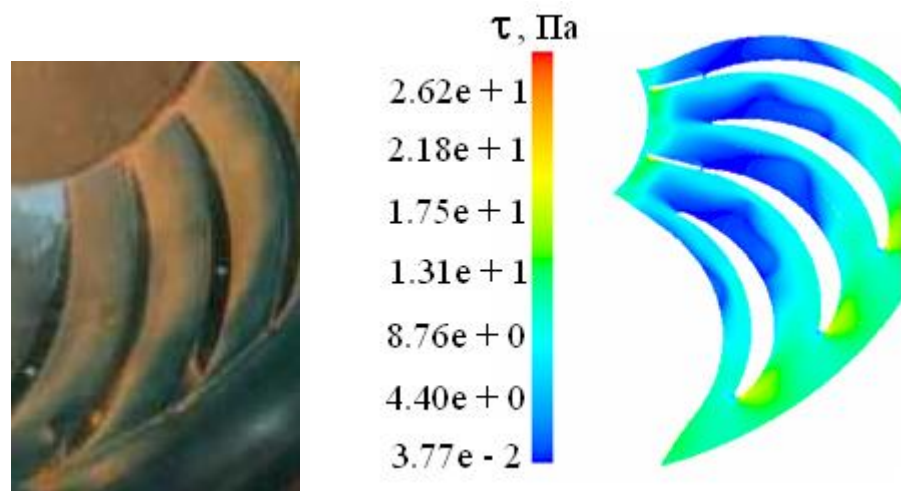


Рис. 7.3.5.7. Визуализация зон низких касательных напряжений порошковым красителем (фото слева) и расчетные значения касательных напряжений. Поверхность диафрагмы

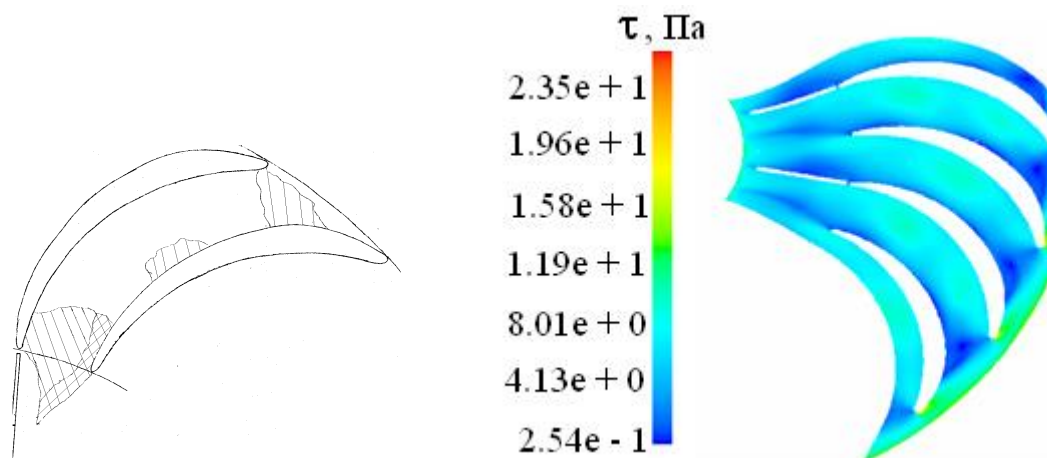


Рис. 7.3.5.8. Визуализация зон низких касательных напряжений порошковым красителем (зарисовка слева) и расчетные значения касательных напряжений. Поверхность корпуса

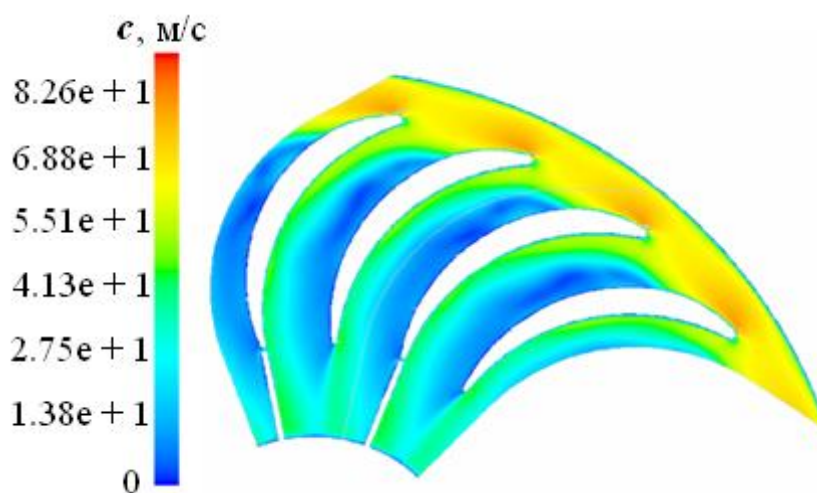


Рис. 7.3.5.9. Поле скоростей [м/с] на средней по высоте лопаток осесимметричной поверхности тока

Заслуживает внимания хорошее соответствие между зонами напыления (эксперимент) и зонами рассчитанных малых касательных напряжений, в которых краситель и должен прилипнуть к поверхностям проточной части.

Расчеты аналогичного аппарата, модельной ступени с большим расходом и меньшим напором, показали более оптимистичные результаты — рис. 7.3.5.10. Это объясняется тем, что лопаточный аппарат ОНА малорасходной средненапорной ступени П028/575/37 более нагруженный, чем у среднерасходной низконапорной ступени П048/048/29. Замедление потока в них равно 0,55 и 0,80 соответственно. Кроме того, в более узких каналах малорасходной ступени сильнее сказывается отрицательное влияние ограничивающих поверхностей. Образующиеся на них вторичные течения захватывают большую часть межлопаточных каналов.

Лучшие результаты по данным кафедры КВХТ показывают лопаточные аппараты с большой густотой (24÷26 лопаток у рассмотренных выше ОНА) и относительно толстыми лопатками с  $\delta_{\max} / D_2 \approx 0,040$ . Расчеты указывают на возможность больших кромочных потерь на выходе из спрямляющих лопаток. Как показано на рис. 7.3.5.7 спрямляющие лопатки тонкие, заостренные, и их вдвое меньше, чем лопаток ОНА. У лучших ОНА среднерасходных ступеней суммарный коэффициент потерь  $\zeta_{\text{ОНА}} \approx 0,26 \div 0,27$ , но существенно больше у ступеней малорасходных.

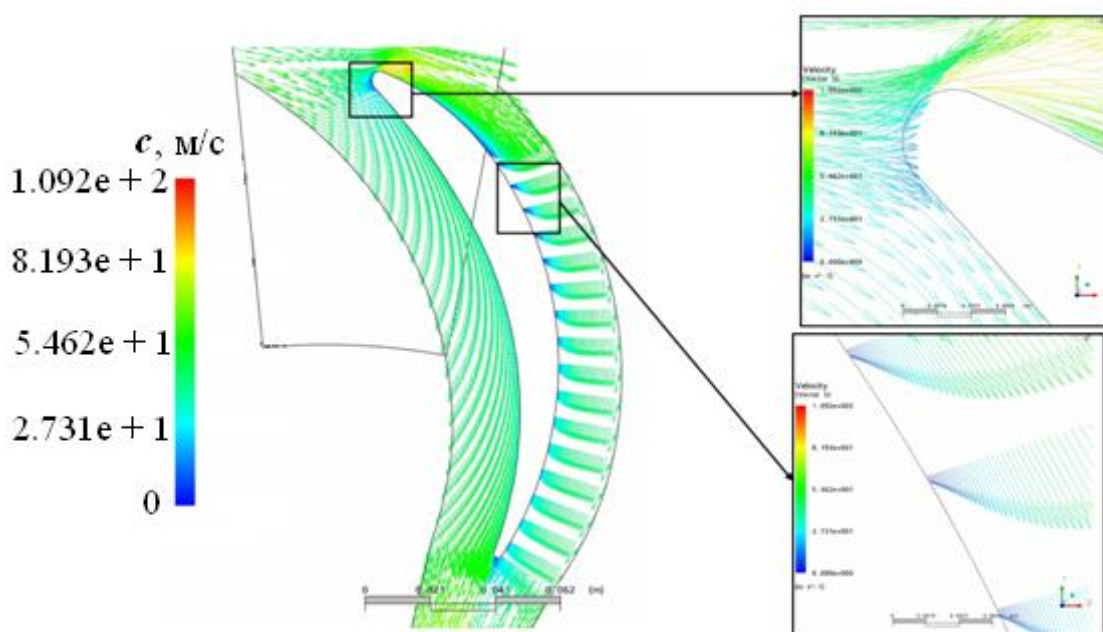


Рис. 7.3.5.10. Векторы скорости в середине межлопаточного канала обратно-направляющего аппарата ступени П048/048/29. Расчет по программе CFX. Расчетный режим

На рис. 7.3.5.11 измеренный при модельных испытаниях коэффициент потерь ОНА ступени П048/048/29 сопоставлен с расчетом по программе CFX. Испытанный и рассчитанный варианты ОНА несколько отличались



меридиональными размерами. Тем не менее, совпадение расчетов с экспериментами достаточно хорошее.

Эксперименты кафедры КВХТ показали важность правильного выбора размеров кольцевого конфузора для эффективной работы последующей ступени:

– соотношение площадей начала/конца ВКК должно быть не менее  $F_6 / F_0 \geq 1,15$ ;

– относительный радиус закругления выпуклой поверхности ВКК должен быть не меньше  $R_{\text{з,6}} / b_6 \geq 0,55$ .

При выполнении этих условий характеристики последующих ступеней не отличаются от характеристик при испытании этих ступеней с осевым входом, обеспечивающим минимум искажения поля скоростей на входе в РК, и пренебрежимо малые собственные потери.

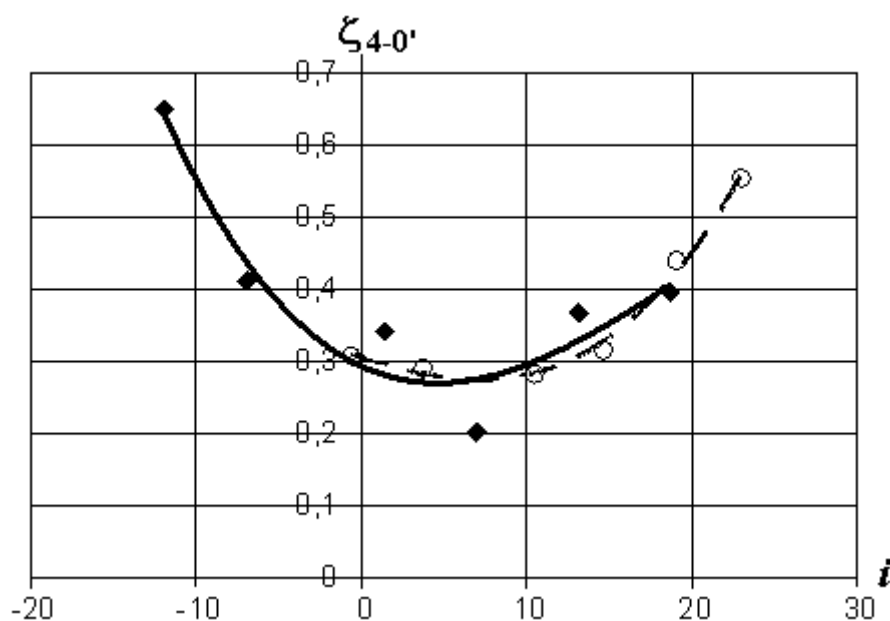


Рис. 7.3.5.11. Зависимость коэффициента потерь обратно-направляющего аппарата ступени П048/048/29 от угла атаки  $i_5 = \alpha_{\text{л5}} - \alpha_5$ .

Ромбы – эксперимент, кружки - расчет

**Выбор размеров ОНА.** Выбор размеров соответствует рекомендуемой форме ОНА:

- в меридиональной плоскости между сечениями «5» и «6» диафрагмы имеют прямолинейные образующие;
- диаметры  $D_5$  и  $D_4$  равны;
- криволинейные поверхности ОПК и ВКК — дуги окружности.

Размеры входа в ОНА в сеч. «4» соответствуют размерам выхода из диффузора, а выхода в сеч. «0'» - размерам входа в РК следующей ступени:  $D_{0'} = D_{0(z+1)}$ ,  $D_{em'} = D_{em(z+1)}$ . Так как валы ПЦК обычно имеют веретенообразную форму для повышения их жесткости на изгиб, то диаметр втулки последующего РК может быть больше предыдущего в начале проточной части, и наоборот в ее конце. Объемный расход уменьшается от ступени к ступени, поэтому обычно диаметры входа в РК  $D_{0(z+1)}$  также уменьшаются.

Размеры сечения «6» вытекают из требований обеспечить ускорение потока в ВКК и достаточно большой радиус закругления выпуклой поверхности:

- значения  $D_{0(z+1)}$  и  $D_{em(z+1)}$  известны из расчета последующей ступени и  $D_{0(z+1)} = D_{0'}$ ,  $D_{em(z+1)} = D_{em0'}$

- значения  $F_6 / F_{0(z+1)} \geq 1,15$ ,  $R_{s6} / b_6 \geq 0,55$  выбраны.

и так как  $R_{s6} = \frac{R_{s6}}{b_6} b_6$ ,  $\pi D_6 b_6 = \frac{F_6}{F_{0'}} \pi (D_{o(z+1)}^2 - D_{em(z+1)}^2)$ , высота лопатки на

выходе определяется квадратным уравнением:

$$\frac{R_{s6}}{b_6} b_6^2 + D_{0(z+1)} b_6 - \frac{F_6}{F_{0'}} (D_{o(z+1)}^2 - D_{em(z+1)}^2) = 0, \quad (7.3.5.3)$$

а диаметр окончания лопаток ОНА равен:

$$D_6 = D_{0(z+1)} + 2R_{s6}. \quad (7.3.5.4)$$

Как указывалось, для среднерасходных ступеней лопаточный аппарат с  $b_5 = b_6$  обычно оказывается вполне эффективным. Однако если при этом условии соотношение  $b_5 / b_4 > 1,35 \div 1,45$ , то высоту лопаток ОНА на диаметре  $D_5$  следует уменьшить. Выбор соотношения  $R_{s4} / b_4 = 0,50 \div 0,75$  завершает определение размеров ОНА в меридиональной плоскости.

По данным кафедры КВХТ для среднерасходных ступеней хорошие результаты дают лопаточные аппараты ОНА с довольно большой густотой  $l/t_{cp} \approx 3,0$ . Количество лопаток должно быть четным, так как с ЛА стыкуется спрямляющий аппарат, количество лопаток которого вдвое меньше.

При максимальной толщине лопаток  $\delta_{max} / D_2 \approx 0,04$  входные и выходные кромки лопаток следует делать тонкими для уменьшения

стеснения. Это относится и к выходным кромкам лопаток спрямляющего аппарата.

При расчете угла натекания изменением сжимаемости в ОПК можно пренебречь, тогда связь между углами на выходе из диффузора и на входе в ЛА с учетом трения:

$$\operatorname{tg} \alpha_5 \approx K_{\text{тр}} \frac{b_4}{b_5} \operatorname{tg} \alpha_4, \quad (7.3.5.5)$$

где  $K_{\text{тр}} \approx 0,92 \div 0,95$  [19].

Скорости потока в сечениях «4» и «5» показаны на рис. 7.3.5.12.

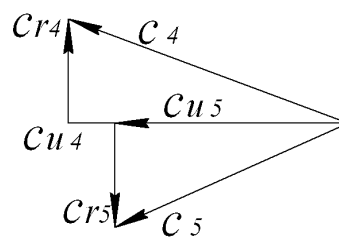


Рис. 7.3.5.12. Треугольники скоростей на выходе из диффузора и на входе в обратно-направляющем аппарате

Есть данные о том, что на расчетном режиме на входе в ЛА полезен небольшой угол атаки [19]. Так как нагрузка лопаток ОНА сравнительно невелика, ее влиянием на перестройку потока можно пренебречь, и тогда (учет стеснения — по обычной процедуре):

$$\alpha_{л5} = \alpha_5' + 2 \dots 3^\circ. \quad (7.3.5.6)$$

Выходной угол лопаток  $\alpha_{л6}$  обычно принимают равным  $90^\circ$ , имея в виду, что последующие лопатки спрямляющего аппарата справятся с отставанием потока. Если число лопаток спрямляющего аппарата вдвое меньше числа лопаток ОНА, желательно приблизить угол выхода потока  $\alpha_6$  к  $90^\circ$ , приняв  $\alpha_{л6} \approx 95^\circ$  — рис. 7.3.5.13.

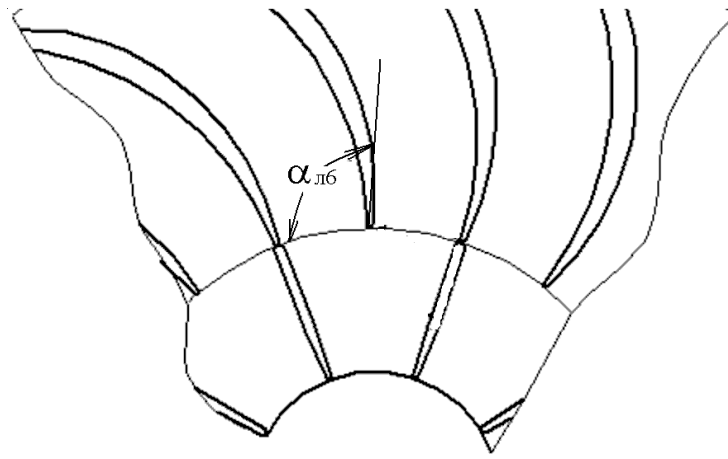


Рис. 7.3.5.13. Вид лопаток обратно-направляющего аппарата с  $\alpha_{лб} \approx 95^\circ$  и вдвое меньшим числом спрямляющих лопаток

При расчете параметров потока на выходе из ОНА сжимаемостью можно пренебречь, так как выходе из диффузора — входе в ОНА числа Маха невелики. Как указывалось, коэффициент потерь у ОНА среднерасходных ступеней может быть на уровне  $0,26 \div 0,30$ , значительно возрастая у малорасходных ступеней. У ступеней с БЛД на нерасчетных режимах потери в ОНА растут из-за углов атаки. Однако и у ступеней с ЛД на нерасчетных режимах структура потока на входе в ОНА становится неблагоприятной.

На рис. 7.3.5.14 из [19] показан характер изменения коэффициента потерь при изменении режима работы для обоих случаев.

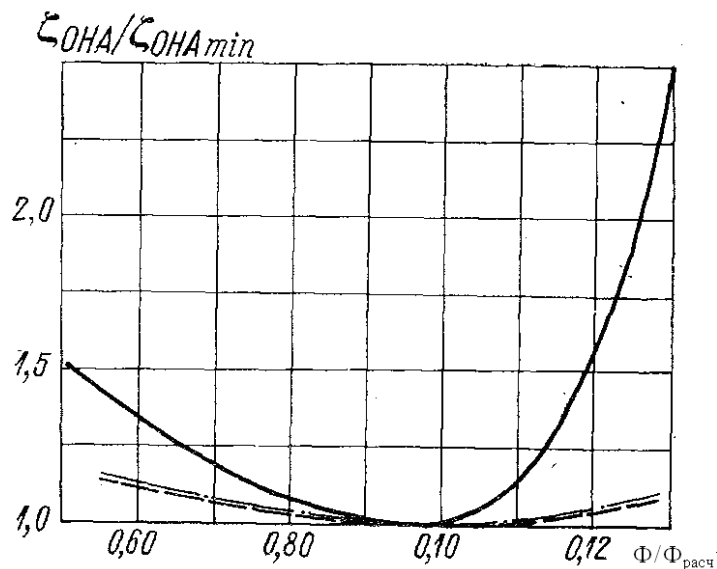


Рис. 7.3.5.14. Обобщенные характеристики обратно-направляющего аппарата при работе в ступенях с ЛД и БЛД: сплошная линия — БЛД; штриховая — ЛД

Несмотря на снижение скорости газа в диффузоре и небольшой уровень кинетической энергии в ОНА, потери КПД в этом элементе значительны, особенно для ступеней с БЛД. Например, для типичной модельной ступени компрессора ГПА с коротким БЛД при  $\psi_{\text{Трасч}} = 0,50$ ,  $\bar{c}_2 = 0,53$ ,  $\dot{c}_d = 0,7$  и коэффициенте потерь ОНА  $\zeta_{\text{ОНА}} = 0,30$ :  $\Delta\eta_{\text{ОНА}} = \frac{\zeta_{\text{ОНА}}}{2\psi_{\text{Т}}} (\bar{c}_2 \dot{c}_d)^2 \approx 4\%$ .

Поэтому обратно-направляющим аппаратам следует уделять достаточное внимание. Обсуждавшиеся выше коэффициенты потерь ОНА получены при испытании механически обработанных проточных частей с достаточной чистотой поверхности и правильностью формы. Отливка ОНА, без последующей механической обработки, приведет к худшим результатам. Есть и другой аспект вопроса. Известна публикация о ЦК высокого давления для газлифта, при пуске которого на морской платформе эксплуатация оказалась невозможной из-за недопустимого уровня вибрации. Проблема была решена заменой литых ОНА на механически обработанные.

#### 7.4. ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ ПОТОК В ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ

**Постановка задачи.** Анализ изменения параметров потока в проточной части в предыдущих разделах проводился в одномерной постановке. То есть, рассматривалось изменение скоростей и потери напора в направлении движения газа от одного контрольного сечения к другому. Двухмерный характер потока анализировался в связи с вопросом профилирования лопаток РК. При этом на средней по высоте лопаток поверхности тока рассматривалось обтекание поверхности давления и поверхности разрежения. Двухмерный осесимметричный поток анализировался также применительно к БЛД и поворотному колену ОНА.

Реальный поток трехмерен, так как обтекание лопаток РК и других элементов тоже центробежной ступени по высоте неодинаково, подобно тому, как это имеет место в ступени осевого компрессора. В осевом компрессоре главной причиной пространственного характера течения является изменение окружной скорости по радиусу  $u = \omega r$ . В центробежном компрессоре главная причина неравномерности потока по высоте лопаток — повороты потока в меридиональной плоскости. Кроме того, влияют вязкие эффекты — трехмерные пограничные слои, зоны отрыва.

В центробежных ступенях наиболее важно учитывать изменение параметров по высоте лопаток на входе в РК. Именно там поток поворачивает из осевого направления в радиальное направление при высоком уровне скоростей и наибольшей высоте лопаток. Перед лопатками ОНА поток поворачивает на  $180^\circ$ , но в ОНА на порядок ниже уровень кинетической энергии. На входе в диффузор поток неравномерен по высоте лопаток из-за эффектов вязкости, проявляющихся на выходе из рабочего

колеса. Ниже будут рассмотрены вопросы, связанные с трехмерным характером течения в рабочих колесах.

Измерения и расчеты показывают, что на входе в РК вязкие эффекты не играют существенной роли. Кроме того, очень близким приближением к действительности является схема квазитрехмерного течения. Подтверждением этих тезисов служит сопоставление результатов измерения поверхностных скоростей с помощью передатчика давления с РК на неподвижный манометр и невязких квазитрехмерных расчетов [19]. Сопоставление для одного из РК представлено на рис. 7.4.1.

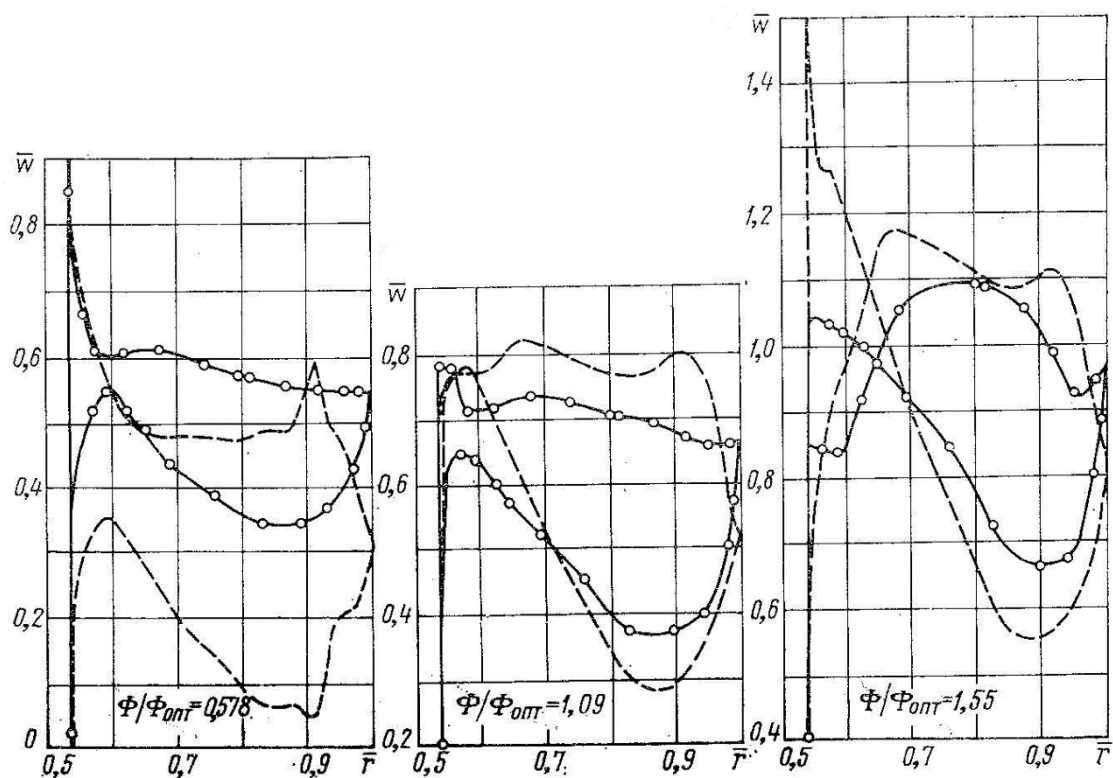


Рис. 7.4.1. Обтекание лопаток рабочего колеса на оптимальном и не оптимальных режимах: штриховые линии — расчет; сплошные линии с кружками — эксперимент

Эти и другие многочисленные результаты измерения показывают следующее:

- на расчетном режиме и при расходе больше расчетного характер диаграмм скоростей совпадает удовлетворительно от начала лопаток до примерно 80% их радиальной протяженности;

- измеренные и рассчитанные диаграммы одинаково демонстрируют влияние ударного обтекания — отрицательная нагрузка лопаток на входе при  $\Phi > \Phi_{расч}$ ,  $i_1 < 0$ , и повышенная нагрузка на входе при  $\Phi < \Phi_{расч}$ ,  $i_1 > 0$ ;

– на выходном участке невязкая диаграмма демонстрирует разгрузку лопаток за счет ускорения потока на передней стороне и замедления с другой стороны;

– в реальном течении быстрая разгрузка вызывает образование «следа»: на задней поверхности замедление прекращается, скорость на передней поверхности на диаметре  $D_2$  увеличивается до скорости в точке отрыва (образуется течение «след — струя» с последующими потерями смешения в диффузоре);

– нагрузка лопаток при реальном вязком обтекании меньше, что связано с описанным выше влиянием вязкости. Большая нагрузка при невязком обтекании — причина более высоких скоростей на задней поверхности при  $\Phi \geq \Phi_{\text{расч}}$ ;

– при расходе меньше расчетного измеренная диаграмма скоростей лежит много выше рассчитанной, и даже выше реальной диаграммы на расчетном режиме. Это связано с появлением обширной вихревой зоны в самом начале безлопаточных каналов при больших положительных углах атаки. Вихревая зона уменьшает сечение канала для активной части потока, скорости растут.

Расчеты невязкого квазитрехмерного обтекания лопаток РК широко используются в практике проектирования кафедры КВХТ для качественной оптимизации лопаточных аппаратов, уточнения условия безударного обтекания и теоретического напора РК. Такой прием позволил выполнить десятки газодинамических проектов ПЦК, обеспечивших требования ТЗ без экспериментальной проверки или доводки проточной части [20].

**Квазитрехмерный поток в рабочих колесах ступеней ПЦК.** На рис. 7.4.2 показана схема проточной части среднерасходного средненапорного РК ПЦК с лопатками цилиндрической формы. Напомним, что цилиндрической называется поверхность, образованная параллельным перемещением прямой линии. У РК ПЦК образующие поверхностей лопаток параллельны оси ротора.

В предшествующем межлопаточному каналу осесимметричном кольцевом канале поток поворачивает на  $90^\circ$ , поэтому можно было бы ожидать отрыва потока на его выпуклой поверхности из-за известного явления — образования сильного местного замедления потока в конце поворота. На рис. 7.4.2 б показано изменение меридиональных скоростей в восьми слоях по высоте лопаток рабочего колеса, представленного на рис. 7.4.2 а. Расчет сделан с помощью программы 3ДМ.2ДС — невязкое квазитрехмерное течение с приближенным учетом сжимаемости.

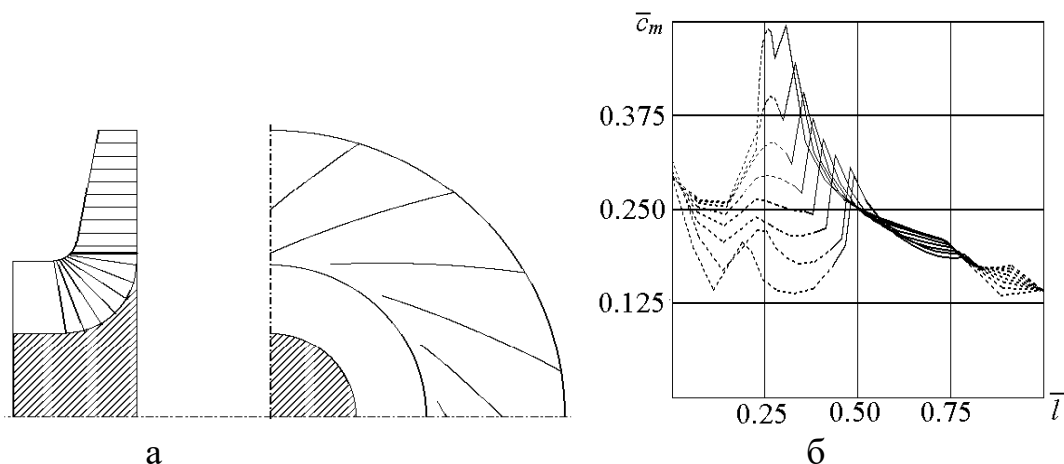


Рис. 7.4.2. Схема проточной части среднерасходного средненапорного рабочего колеса промышленного центробежного компрессора (а) и меридиональные скорости в  $e$  в восьми слоях, ограниченных осесимметричными поверхностями тока (б)

Меридиональная скорость на крышке в середине поворота быстро растет и достигает 0,4 от окружной скорости РК. Ее быстрое уменьшение происходит уже в межлопаточном канале.

Замедление потока вдоль покрывающего диска в неподвижных поворотных коленах приводит к отрыву. При статической продувке моделей каналов типичных РК отрыв потока действительно фиксировался [19]. Однако при измерениях и визуализации потока в РК отрывы на покрывающем диске обнаружены не были. Причины подавления отрыва заключаются в следующем.

Вдоль границы пограничного слоя на крышке меридиональная скорость меняется от нуля практически до  $c_{ms}$  невязкого потока. В пограничном слое за счет вязкости газа скорость приобретает закрутку, т.е.  $\vec{c}_{nc} = \vec{c}_{ms} + \vec{c}_{us}$ . Окружная составляющая тем больше, чем ближе газовая частица к поверхности вращающейся крышки. На поверхности лопатки частица вращается со скоростью  $\vec{c}_{us} = \mathbf{u} = \omega r$  при  $\vec{c}_{ms} = 0$ .

Центробежная сила  $dP_{ц} = dm \frac{c_{us}^2}{r}$  прижимает ее к поверхности и стремится продвинуть ее вглубь проточной части, т.е. препятствует отрыву — рис. 7.4.3.



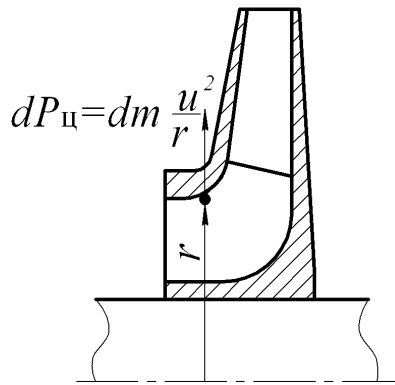


Рис. 7.4.3. Центробежная сила, действующая на частицу газа на поверхности покрывающего диска перед межлопаточным каналом

Внутри межлопаточных каналов процесс подавления отрыва продолжается за счет вторичных течений на ограничивающих поверхностях. На газовые частицы, движущиеся в ядре потока со скоростью  $w_{я}$ , действует Кориолисова сила  $dP_{Кя} = dm2\omega w_{я}$ , Она направлена перпендикулярно к вектору скорости и прижимает поток к передней поверхности лопаток — рис. 7.4.4.

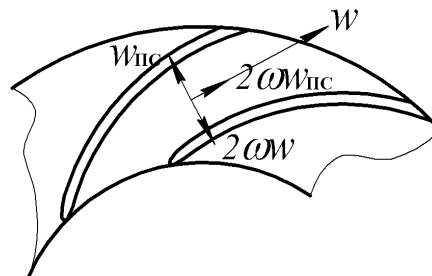


Рис. 7.4.4. Кориолисова сила, действующая на частицы пограничных слоев на основном и покрывающем диске (совпадает с направлением движения ядра потока)

На основном и на покрывающем диске межлопаточного канала возникают вторичные течения, направленные по нормали от передней к задней поверхности, т.е. перпендикулярные основному течению. Так как скорость вторичного потока перпендикулярна скорости в ядре по определению, то Кориолисова сила  $dP_{Кис} = dm2\omega w_{ис}$  направлена в сторону основного движения газа. Кориолисова сила в пограничных слоях на основном и покрывающем дисках оказывается достаточно большой, чтобы препятствовать отрыву.

Благодаря описанным процессам пограничные слои на ограничивающих поверхностях РК и в межлопаточных каналах вплоть до зоны возникновения «следа» тонкие. Поле скоростей и давлений

определяется поведением невязкого ядра, и квазитрехмерные невязкие расчеты дают хорошее представление о поведении реального потока.

На рис. 7.4.2, поле меридиональных скоростей в межлопаточном канале показано сплошными линиями. Сильное изменение меридиональной скорости вдоль входной кромки, параллельной оси ротора, ведет к столь же сильному изменению угла натекания  $\beta_1 = f(z)$  — рис. 7.4.5.

Этот факт объясняет различие в диаграммах поверхностных скоростей на втулочной, средней и периферийной ОПТ у рабочего колеса по схеме, показанной выше на рис. 7.4.2. Диаграммы на трех ОПТ представлены на рис. 7.4.6.

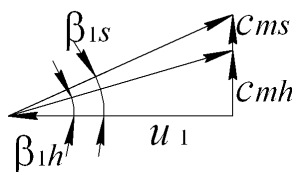


Рис. 7.4.5. Входные треугольники скоростей у основного и покрывающего диска (с индексом «*h*» — у основного диска, с индексом «*s*» — у покрывающего диска)

На средней поверхности тока обтекание характеризуется незначительным отрицательным углом атаки. Такой угол атаки уменьшает пик скорости при обтекании входной кромки и рекомендуется для расчетного режима в [19]. У основного диска угол натекания  $\beta_{1h} < \beta_{1cp}$ , что ведет к увеличению нагрузки на входе в межлопаточный канал. При пониженной кинетической энергии это не вызывает опасений роста потерь. Основная проблема — обтекание лопаток на периферийной ОПТ с большой скоростью на входе и с отрицательным углом атаки на расчетном режиме.

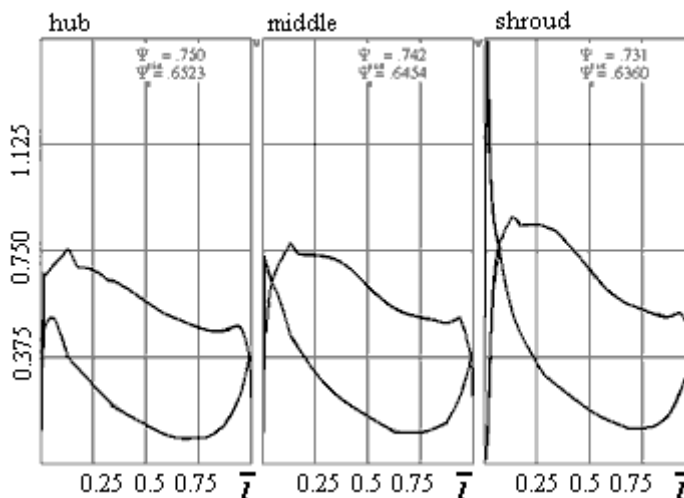


Рис.7.4.6. Диаграммы скоростей потока на поверхности лопатки. Слева — у основного диска; в центре — по середине высоты лопатки; справа — у покрывающего диска

Итак, цилиндрическая лопатка с входной кромкой, параллельной оси ротора удобна технологически, так как лопатки целиком могут быть получены обработкой цилиндрической фрезой — простым ее перемещением вокруг контура лопатки. К сожалению, такая форма входной кромки не соответствует трехмерному характеру течения на входе в лопаточный аппарат РК, не обеспечивая благоприятного обтекания лопаток по всей их высоте.

Эмпирически проверенным известным способом приспособления цилиндрической лопатки к пространственному натеканию является наклон образующей входной кромки на угол  $\approx 15^\circ$  [17]. Так как при этом  $u_s = \omega r_s > u_h = \omega r_h$ , угол атаки у покрывки несколько снижается.

По опыту проектирования кафедры КВХТ еще более эффективна форма входа в межлопаточный канал, показанная на рис. 7.4.7. Наклонная входная кромка пересекается с увеличенным радиусом закругления покрывающего диска  $R_s$  под углом  $\gamma \approx 45^\circ$  (в данном случае). Угол  $\gamma$  — это угол между касательной к окружности радиуса закругления и направлением оси ротора.

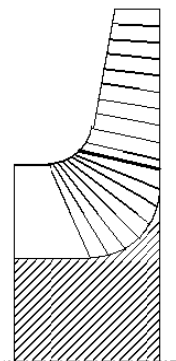


Рис. 7.4.7. Рабочее колесо промышленного центробежного компрессора с меридиональной формой входа, учитывающей пространственный характер натекающего потока

Из геометрических соображений следует, что лопаточный угол, образованный пересечением цилиндрической поверхности лопаток с углом  $\beta_{л}$  радиусом  $R_s$  равен:

$$\cos \beta_{лs} = \cos \beta_{лl} \times \sin \gamma, \quad (7.4.1)$$

При  $\gamma < 90^\circ$  лопаточный угол  $\beta_{л,с} > \beta_{л,л}$  и отрицательный угол атаки меньше (по абсолютному значению), чем при радиальном натекании на лопатки.

При подборе угла наклона входной кромки, радиуса закругления покрывающего диска и точки их пересечения соотношения размеров входа надо корректировать, чтобы получить наилучшие условия входа потока по всей высоте лопаток. В результате может быть получено более равномерное поле меридиональных скоростей и благоприятное обтекание лопаток по высоте входных кромок — рис. 7.4.8.

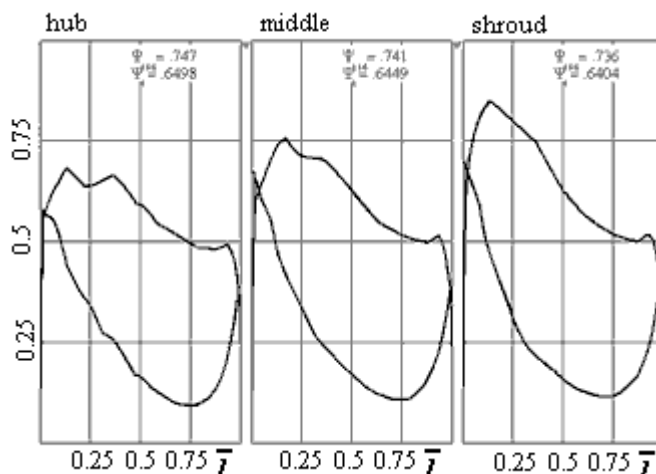


Рис. 7.4.8. Диаграммы поверхностных скоростей, соответствующие благоприятному пространственному обтеканию лопаток

Возможности известных способов приспособления лопаток цилиндрической формы к пространственному натекающему потоку уменьшаются с ростом относительной высоты лопаток  $b/D_2$ , т.е. с ростом  $\Phi_{расч}$ . Опыт проектирования показывает, что при  $\Phi_{расч} > 0,080 \div 0,090$  следует применять осерадиальные рабочие колеса с лопатками пространственной формы.

**Осерадиальные пространственные РК (ОРК).** Основные свойства таких РК рассматривались выше. Отметим, что у «классических» РК при больших  $\Phi_{расч}$ , помимо аэродинамических проблем, возникают так же проблемы прочности в поле центробежных сил. Высокие лопатки создают повышенную изгибающую нагрузку на основной диск. У РК ПЦК покрывающий диск с большим диаметром расточки  $D_0$  испытывает повышенные растягивающие напряжения. Осерадиальные РК и в этом отношении более органичны.

В настоящее время для профилирования лопаточных аппаратов ОРК рационально применять анализ невязкого квазитрехмерного потока. Как показано выше, рассчитанные диаграммы поверхностных скоростей достаточно информативны, а возможности современных персональных

компьютеров позволяют сравнительно быстро анализировать большое количество вариантов лопаток для выбора наиболее подходящего из них.

В основе расчета квазитрехмерного потока лежит условие равновесия газовых частиц по нормали к направлению потока в меридиональной плоскости, рис. 7.4.9.

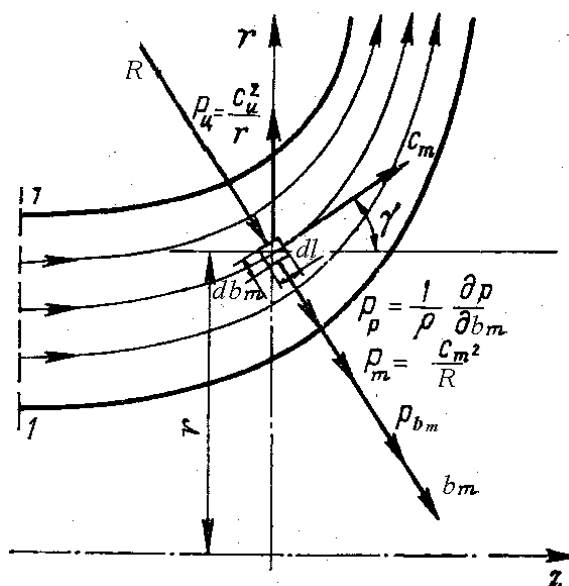


Рис. 7.4.9. Условие равновесия газовой частицы в меридиональной плоскости

Градиент давления в направлении высоты лопатки в меридиональной плоскости связан с воздействием следующих сил на газовые частицы:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial b_m} = -\frac{c_m^2}{R} + \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + P_{b_m}. \quad (7.4.2)$$

Здесь:

–  $\frac{c_m^2}{R}$  — центростремительное ускорение от движения газовых частиц по криволинейной траектории в меридиональной плоскости;

–  $\frac{c_u^2}{r} \cos \gamma$  — проекция центростремительного ускорения от вращения газовых частиц вокруг оси ротора на направление нормали,  $\gamma$  — угол между нормалью  $b$  и радиальным направлением;

–  $P_{b_m}$  — проекция на направление  $b_m$  условно введенной массовой силы, которая заменяет воздействие градиента давления между лопатками на равновесие газовых частиц.

–  $P_{b_m}$  — проекция на направление  $b_m$  условно введенной массовой силы, которая заменяет воздействие градиента давления между лопатками на равновесие газовых частиц.

На рис. 7.4.10 показана развертка на плоскость кольцевого сечения лопаточного аппарата по нормали  $b_m$ . При произвольной форме лопаточной

решетки поверхность лопатки наклонена относительно меридиональной плоскости на угол  $\chi$ . Разность давлений по шагу между лопатками направлена перпендикулярно поверхности лопаток. Сила от разности давлений проектируется на направление  $u$  и на направление нормали  $b_m$ , влияя на равновесие газовых частиц.

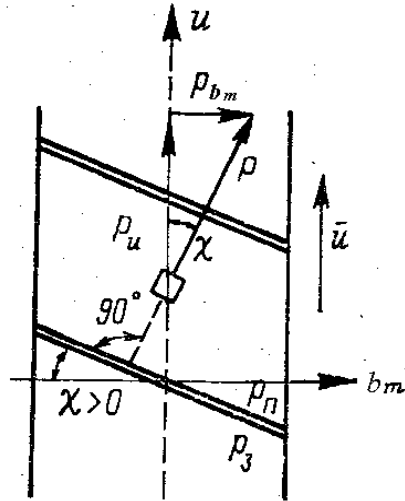


Рис. 7.4.10. Сечение лопаток рабочего колеса по оси  $b_m$ , перпендикулярное к меридиональной плоскости

Для реализации квазитрехмерного анализа вводится упрощающее допущение о бесконечном числе лопаток, что делает поток осесимметричным. Воздействие лопаток на равновесие по направлению  $b_m$  необходимо учесть, для чего и вводится условная массовая сила  $P_{bm}$ .

Массовая сила  $P$  должна создавать такой же момент  $dM_z$  относительно оси вращения РК, что и реальная разность давлений  $\Delta p = p_{\pi} - p_3$ . Тогда:

$$dM_z = \Delta p db dr z r = P_u 2\pi r \tau db dr \rho r, \quad (7.4.3)$$

где  $2\pi r \tau dl_m db_m \rho$  — масса газа в выделенном элементе,  $P_u = P \cos \chi$ , и

$$P_u = \frac{z}{2\pi r} \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{z}{2\pi r} w \Delta w, \quad P_{bm} = \frac{z}{2\pi} \frac{\Delta p}{\rho} \operatorname{tg} \chi. \quad (7.4.4)$$

В соответствии с теоремой об изменении количества движения действующий момент вызывает изменение момента количества движения  $dM_z = d(\bar{d} m c_u r) = 2\pi r \tau db_m \rho d(c_u r)$ . Отсюда после очевидных преобразований

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{2\pi}{z} c_m \left( r \frac{\partial c_u}{\partial l_m} + c_u \sin \gamma \right), \text{ и так как } \bar{c}_u = \vec{w}_u + \vec{u}, \quad c_u = c_m \operatorname{ctg} \beta:$$

$$P_{b_m} = c_m \left( 2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right) \operatorname{tg} \chi. \quad (7.4.5)$$

Градиент давления в направлении нормали  $b_m$ , участвующий в уравнении равновесия (7.4.2) определяется изменением полного давления в относительном движении  $\tilde{p}^* = p_1^* + 0,5\rho w^2$  и относительной скорости  $w = c_m \sin \beta$  (невязкое течение):

$$\frac{\partial p}{\partial b_m} = \frac{\partial(\tilde{p}^* - 0,5\rho w^2)}{\partial b_m} = \omega^2 r \cos \gamma + \frac{c_m^2}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial \beta}{\partial b_m} - \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial b_m}. \quad (7.4.6)$$

Уравнение равновесия по нормали  $b_m$  в квазитрехмерном представлении ( $c_u = u - c_m \operatorname{ctg} \beta$ ):

$$\begin{aligned} & \omega^2 r \cos \gamma + \frac{c_m^2}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial \beta}{\partial b_m} - \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial b_m} = \\ & = -\frac{c_m^2}{R} + \frac{(u - c_m \operatorname{ctg} \beta)^2}{r} \cos \gamma + c_m \left( 2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right) \operatorname{tg} \chi. \end{aligned} \quad (7.4.7)$$

Итак, в общем случае движения в осерадиальной вращающейся решетке поле параметров — в данном случае поле меридиональных скоростей — зависит от меридиональной формы решетки (радиус кривизны ОПТ  $R$  и угол  $\gamma$ ) и от углов потока в относительном движении  $\beta = \beta_{\pi} - \Delta\beta$ , т.е. от формы профиля на ОПТ.

Так как для невязкого потока  $\frac{\Delta p}{\rho} = w \Delta w$ , то из примененной выше теоремы об изменении момента количества движения следует:

$$\Delta w = \sin \beta \frac{2\pi\tau}{z} \left( 2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right). \quad (7.4.8)$$

К рассмотренным соотношениям следует добавить тригонометрическую взаимозависимость между углом потока  $\beta$  на ОПТ, углом навала  $\chi$ , углом наклона ОПТ по отношению к радиальному направлению  $\gamma$  и радиусом кривизны ОПТ  $R$ :

$$\frac{\partial \beta}{\partial b_m} = -\frac{\sin^2 \beta}{\cos^2 \chi} \frac{\partial \chi}{\partial l_m} - \sin \beta \cdot \cos \beta \left( \frac{1}{R} + \frac{\cos \chi}{r} \right). \quad (7.4.9)$$

Приведенные соотношения демонстрируют сложный характер взаимосвязи геометрических параметров ОРК между собой и с полем скоростей потока. Ниже рассмотрены основные положения метода профилирования ОРК, применяемого на кафедре КВХТ СПбГПУ.

**Профилирование ОРК с использованием программы расчета невязкого квазитрехмерного обтекания.** При выборе меридиональных размеров РК трудно сформировать строгий канон, подобный изложенному выше применительно к РК ПЦК. В разработанной и применяемой на кафедре КВХТ программе ЗДМ.023 — меридиональный контур РК описывается прямыми линиями и дугами окружности рис. 7.4.11. Возможно задание контуров любой формы набором точек в прямоугольной системе координат.

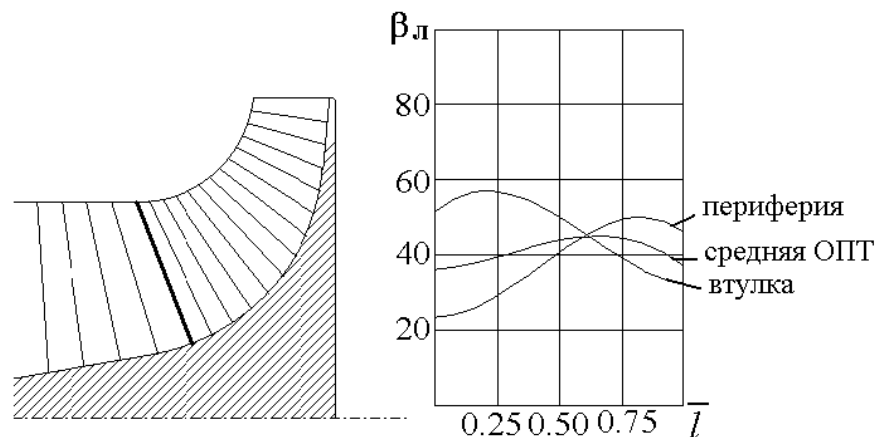


Рис. 7.4.11. Пример задания формы высокорасходного осерадиального рабочего колеса в программе расчета невязкого квазитрехмерного потока ЗДМ.023

Как обычно, диаметр втулки задан, диаметр входа  $D_0$  можно оценить по формуле минимума скорости на входе в РК. Следует помнить, что это значение обеспечивает минимум  $w_1'$  именно на диаметре  $D_0$ , а не в среднем по высоте лопатки, поэтому входной диаметр может корректироваться в процессе анализа диаграмм поверхностных скоростей на лопатках.

Высота лопаток на выходе выбирается на основе тех же соображений, что и у РК ПЦК. Осевая протяженность РК, положение входной кромки, радиусы закругления поверхностей основного и покрывающего диска выбираются по опыту проектирования и расчета более или менее близких аналогов.

Форма средней линии лопатки задается как  $\beta_l = f(l_m)$  вдоль ограничивающих поверхностей и на средней ОПТ специальными функциями



или по точкам. Это показано на рис. 7.4.11 справа. Функция  $\beta_{\text{л}} = f(l_m)$  вводится на трех слоях по высоте лопатки. Значения  $\beta_{\text{л}} = f(l_m)$  на других ОПТ автоматически интерполируются.

Показанные на рис. 7.4.11 квазиортогоналы пересекаются с ограничивающими поверхностями и семью ОПТ, делящими входное сечение «0» на участки с одинаковыми поперечными сечениями. В точках пересечения ОПТ и квазиортогоналей программа итерационно решает уравнения равновесия, неразрывности, состояния, рассчитывает геометрические параметры  $\chi$ ,  $\gamma$ ,  $R$ , углы потока с учетом отставания потока от лопаток. В процессе итераций корректируется форма ОПТ внутри межлопаточных каналов. Профили лопатки на отдельных ОПТ совмещаются на выходной кромке, образуя которой — прямая линия с углом навала  $\chi \leq 0$ , который выбирает проектировщик.

В процессе проектирования обычно сопоставляются многие десятки (иногда сотни) вариантов. Этот процесс творчески довольно напряженный, но сейчас значительно облегчен повысившимся быстродействием персональных компьютеров. На рис. 7.4.12 приведены диаграммы поверхностных скоростей и меридиональные скорости в восьми слоях по высоте лопатки для окончательного варианта проектирования.

Полученные диаграммы показывают, что лопатки обтекаются безударно вдоль всей поверхности. Несмотря на значительное снижение меридиональных скоростей на выходе из РК, замедление потока вдоль задней поверхности отсутствует, что позволяет рассчитывать на безотрывное обтекание. Коэффициент напора не одинаков на разных ОПТ. Напор умышленно увеличен у покрывающего диска. По некоторым данным это компенсирует повышенные потери напора в этой области, делая реальный поток более равномерным на выходе из РК.

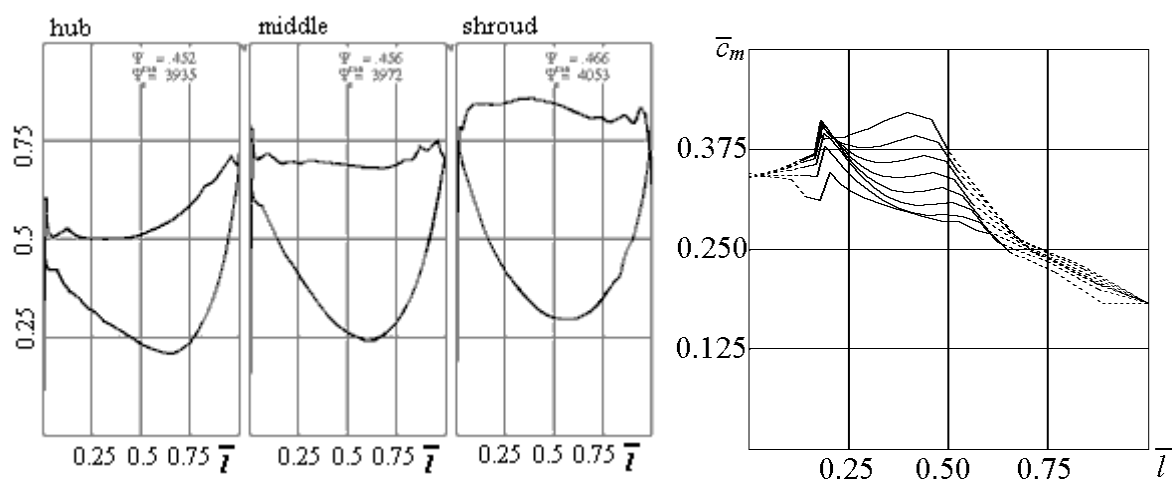


Рис. 7.4.12. Диаграммы поверхностных скоростей в трех слоях по высоте лопаток (слева) и меридиональные скорости в восьми слоях.

Высокоскоростное низконапорное осерадальное рабочее колесо

Лопаточный аппарат одного из вариантов высокорасходного ОРК показан на рис. 7.4.13. Параллельно с газодинамическим проектированием следует контролировать технологичность формы лопаток. Например, если их предполагается выфрезеровать из общей заготовки на основном диске, между лопатками должно быть достаточно места для подвода режущей части фрезы.

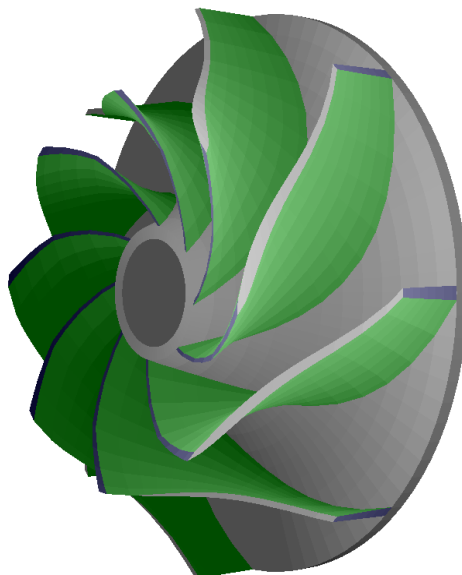


Рис. 7.4.13. Лопаточный аппарат одного из вариантов высокорасходного осерадиального колеса (проектирование анализом диаграмм поверхностных скоростей невязкого квазитрехмерного потока)

Приведенный пример показывает, как можно организовать благоприятное течение в ОРК даже при очень значительных расчетных значениях условного коэффициента расхода. Считается, что ОРК обеспечивают высокий КПД ступеней при  $\Phi_{\text{расч}} \leq 0,12 \div 0,14$ , в то время как ступени с «традиционными» РК наиболее эффективны при  $\Phi_{\text{расч}} \leq 0,080 \div 0,085$ .

**Пространственный поток в неподвижных элементах ступени.** Действующие по нормали к потоку инерционные силы в сечении «2» невелики и не могут вызвать заметной неравномерности поля скоростей. Измеряемая при модельных экспериментах значительная неравномерность потока по оси  $z$  связана с влиянием вязкости. Процессы, связанные с выравниванием потока в БЛД кратко описаны выше.

На входе в ЛД изменение параметров потока по высоте лопаток цилиндрической формы вызывает дополнительные потери (по сравнению с одномерной схемой). При прочих равных условиях потери из-за ударного обтекания некоторых сечений лопаток, при безударном входе одномерного потока, тем больше, чем больше относительная высота лопаток  $b_3 / D_2$ .

На кафедре КВХТ проводились эксперименты с модельными ступенями, лопатки диффузоров которых имели переменную величину входного угла по высоте. Конкретно выбор функции  $\alpha_{л3} = f(b_3)$  делался по результатам измерения углов потока  $\alpha_3 = f(b_3)$  на расчетном режиме ступени. Объектами экспериментов были высокорасходные ступени с пространственными ОРК при  $\Phi_{расч} = 0,12 \div 0,14$ . Тенденция повышения КПД ступеней была обнаружена.

Значительная неравномерность потока по высоте лопаток ОНА связана с совместным влиянием поворота потока в предшествующем поворотном колене и с проявлением вязкости тоже. Тем не менее, общепринято применение лопаток ОНА цилиндрической формы. Правда, известна конструкция ОНА, у которой лопатки цилиндрической формы имеют входную кромку, не параллельную оси  $z$ . Возможно, это связано с желанием улучшить обтекание входных кромок потоком, неравномерным по высоте лопаток.

Систематические модельные эксперименты со ступенями, снабженными пространственными лопатками неподвижных элементов были бы достаточно трудоемки и дорогостоящи. Вряд ли при этом можно рассчитывать на очень значительное повышение экономичности ступеней. Тем не менее, проблема кажется интересной, и сейчас она могла бы быть изучена путем численных экспериментов с помощью программ расчета вязкого пространственного течения.

## 7.5. ОСОБЕННОСТИ ТРАНСЗВУКОВЫХ И СВЕРХЗВУКОВЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ

**Общие положения.** Повышение окружной скорости — это основной способ форсирования ЦК. При прочих равных условиях производительность ступени пропорциональна окружной скорости, а подводимая работа — ее

квадрату:  $\bar{m}_{расч} = \rho_0^* \Phi_{расч} \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$ ,  $h_p = \psi_p u_2^2$ . Из выражения для политропной работы вытекает зависимость отношения давлений от квадрата окружной

скорости  $\pi = \left( 1 + (k-1) \frac{\psi_p}{kRT_0} u_2^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ , а в безразмерном виде — от условного

числа  $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0}$ :

$$\pi = \left( 1 + (k-1) \psi_i M_u^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (7.5.1)$$

В первую очередь, форсированные ступени представляют интерес для транспортных ТК. В настоящее время это особо высоконапорные агрегаты наддува крупных ДВС и газотурбинные двигатели малых летательных аппаратов. На рис. 7.5.1 показана заимствованная из [14] диаграмма повышения давлений одноступенчатых центробежных компрессоров по годам (данные зарубежных фирм и исследователей на 1984 г. и прогноз до 2000 г.).

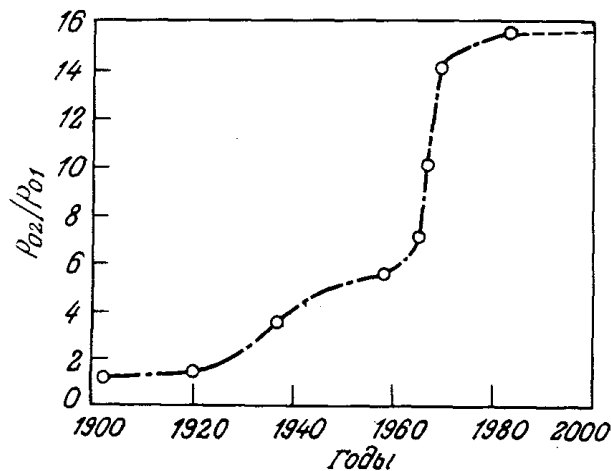


Рис. 7.5.1. Прогресс центробежных компрессоров (изменение отношения давлений в одной ступени по годам), [14]

**Рабочее колесо.** Данные на диаграмме рис. 5.7.1 означают, при оптимистичных значениях политропного КПД  $\eta_p = 0,82$  и коэффициента теоретического напора  $\psi_T = c_{u2}/u_2 = 0,93$  отношение давлений  $\pi = 16,0$  может быть получено при окружной скорости порядка 700 м/с и более. При нормальных условиях на входе это соответствует  $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0^*} \approx 2,0$ . Безразмерная относительная скорость на входе в РК ЦК  $\bar{w}_1 = w_1/u_2 \approx 0,65 \div 0,70$ . Это означает, что на входе в РК таких ступеней значения

значения  $M_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{kRT_1}} \approx 1,30 \div 1,40$ , т.е. такие РК сверхзвуковые.

Соответственно, при  $u_2 \approx 500$  м/с число  $M_{w1} \approx 1,0$ , т.е. рабочее колесо следует классифицировать как трансзвуковое. Так как местное максимальное число  $M_{wmax}$  на стороне разрежения больше  $M_{w1}$  на 20÷25%, то уже при окружной скорости более 400 м/с рабочие колеса воздушных компрессоров не следует проектировать по «дозвуковым» методикам\*.

\* Приведенные цифры — сугубо оценочные. В каждом конкретном случае требуются точные расчеты. Например, приведенные цифры не учитывают того, что статическая температура  $T_1 < T_0^*$  и соответствующие значения «физических» чисел Маха выше указанных.

В монографии [14] вопросы аэродинамики турбокомпрессоров рассматриваются с опорой на более чем 400 публикаций западных исследователей и проектировщиков. Приводятся данные экспериментов с транс- и сверхзвуковыми ступенями, но подчеркивается их противоречивость и отсутствие единого подхода к вопросам проектирования. Компрессоростроительные фирмы, работающие в этой области, имеют свой опыт и приемы профилирования. Некоторые общие соображения можно сформулировать на основании очевидных закономерностей течения:

– осерадиальная пространственная лопаточная решетка может быть более вытянутой в меридиональной плоскости, чем у показанного выше ОРК ПЦК. Входная кромка в меридиональной плоскости занимает радиальное положение, или очень близкое к нему;

– так как увеличение плотности газа (обычно воздуха) очень велико, даже у РК с большими  $\Phi_{\text{расч}}$  высота лопаток на выходе значительно меньше, чем у аналогичных РК ПЦК (соответственно меньше и высота каналов диффузора);

– назначение рассматриваемых ступеней — получение большого отношения давлений, поэтому рабочие колеса должны иметь высокий коэффициент напора. Рабочие колеса типа «радиальная звезда с  $V_{pHA}$ » с  $\beta_{л2} = 90^\circ$  отвечают этому требованию и одновременно они обладают наибольшей прочностью в поле центробежных сил. Тем не менее, у большинства современных конструкций применяют уменьшенные выходные углы лопаток  $\beta_{л2} = 70 \div 75^\circ$  и даже  $60^\circ$ ;

– западные фирмы применяют очень густые лопаточные решетки, что делает неизбежным применение двухъярусных конструкций. Примеры показаны на рис. 7.5.2.

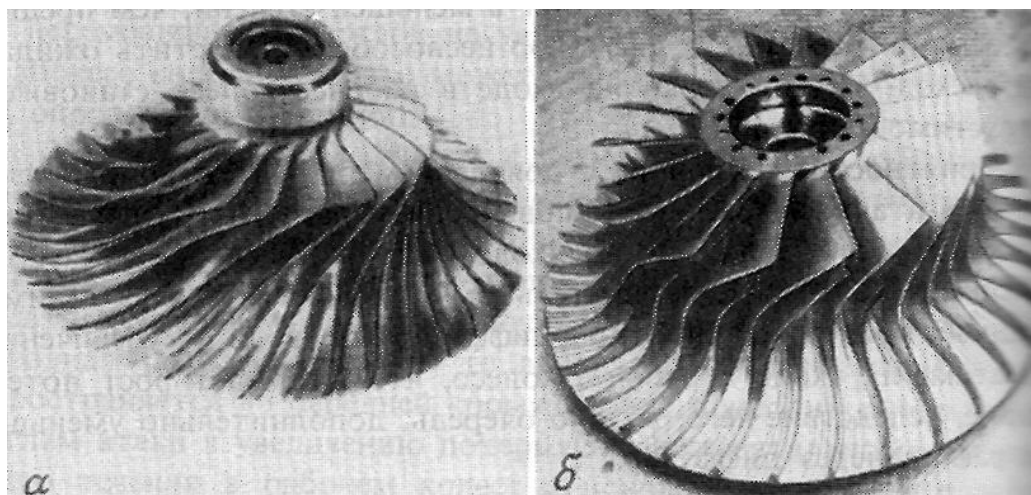


Рис. 7.5.2. Рабочие колеса одной из западных фирм с густой лопаточной решеткой [14]

При профилировании лопаток РК особое внимание следует уделить их входу в осевой части РК. Форма профилей должна быть близка с острым прямому клину, хотя допустим небольшой изгиб.

**Диффузоры.** При характерных для рассматриваемых ступеней повышенных коэффициентах напора  $\psi_{\text{Трасч}} = 0,70 \div 0,93$  абсолютная скорость потока на выходе из РК равна или превышает скорость  $u_2$ , т.е.  $c_2/u_2 \geq 1,0$ . Хотя температура газа  $T_2$  больше температуры торможения на входе в ступень, «физическое» число Маха  $M_{c_2}$  имеет тот же порядок, что и условное  $M_u$ . У рассматриваемых ступеней поток на входе в диффузор — сверхзвуковой. Это отличает сверхзвуковые центробежные ступени от осевых. У последних сверхзвуковые скорости имеют место только на входе в РК.

При одномерном анализе очень привлекательным решением кажется сверхзвуковой БЛД. Расчеты показывают, что если радиальная составляющая скорости  $c_{r_2} < a_2 = \sqrt{kRT_2}$ , дозвуковая (а это всегда так у современных ступеней), то БЛД автоматически превращается в сопло Лаваля. Из-за быстрого снижения расходной составляющей при сильном проявлении сжимаемости  $c_r = c_{r_2} \frac{\rho_2 r_2}{\rho r}$  угол потока в БЛД ( $\text{tg} \alpha = \text{tg} \frac{c_r}{c_u} \approx \frac{\rho_2}{\rho} \text{tg} \alpha_2$ ) уменьшается так быстро, что проходное сечение БЛД  $f = 2\pi r b \sin \alpha$  становится меньше сечения на входе. На начальном участке БЛД работает как сверхзвуковой диффузор. После снижения скорости до  $c = a$  БЛД работает как обычный дозвуковой диффузор.

К сожалению, реальный трехмерный нестационарный характер течения на выходе из РК делает работу сверхзвуковых БЛД совершенно неэффективной. Все специалисты единодушны во мнении о непригодности БЛД для транс- и сверхзвуковых ступеней.

При трансзвуковых скоростях достаточно эффективны ЛД, составленные из профилей, аналогичных применяющимся для трансзвуковых РК осевых ступеней – рис. 7.5.3. При сверхзвуковых скоростях обычно применяются каналные диффузоры, внешний вид которого показан на рис. 7.5.4.

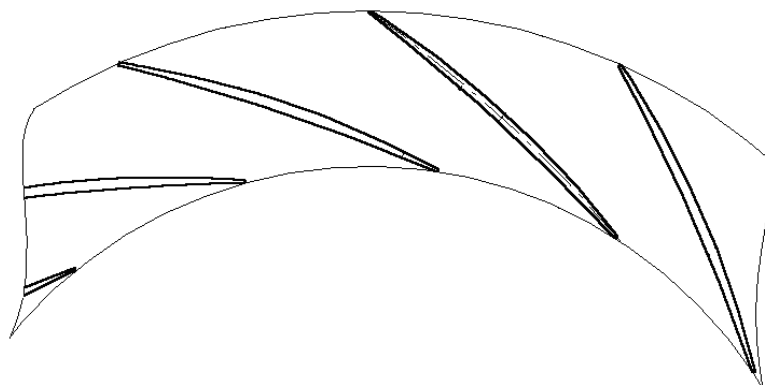


Рис. 7.5.3. Трансзвуковой диффузор, составленный из лопаток в двухдуговыми профилями

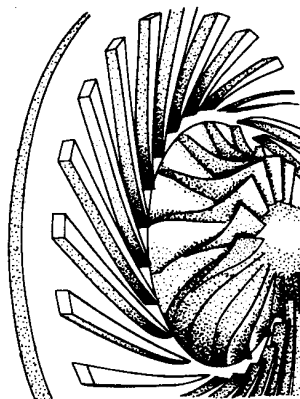


Рис. 7.5.4. Рабочее колесо и каналный диффузор сверхзвуковой центробежной ступени [14]

Напомним, что при проектировании диффузоров ПЦК проблема заключается в получении возможно более сильного замедления при ограниченных радиальных размерах. У сверхзвуковых ступеней — наоборот: в каналах обычных ЛД скорость снижается так быстро, что отрыв потока при приемлемом числе лопаток становится неприемлемо сильным. Стенки каналов ЛД на рис. 7.5.4 иногда называют клиновидными лопатками («island type» в англоязычной литературе). Применение клиновидных лопаток позволяет получить угол раскрытия каналов, при котором отрывы потока не ведут к недопустимому уровню потерь. Кромочные потери при обтекании клиновидных лопаток считаются приемлемыми, так как скорость потока на выходе из каналов мала по отношению к  $u_2$ . Относительно наилучших соотношений размеров ЛД в [14] приводятся экспериментальные данные, часть из которых достаточно противоречива.

**Эффективность транс- и сверхзвуковых ступеней ЦК.** На рис. 7.5.5 [14] для примера приведены напорные характеристики ступени при разных оборотах и ЛД с двумя разными размерами. «Расплата» за применение высоконапорного РК с пологой характеристикой теоретического напора и лопаток с тонкими входными кромками — очень узкая зона работы, даже при относительно небольшом отношении давлений (характеристики охватывают диапазон  $\pi = 2,6 \div 5,6$ ).

Хотя скачки уплотнения при умеренных  $M_{w1}$  и  $M_{c2}$  эффективно преобразуют динамический напор в давление, известное негативное влияние скачков на пограничный слой с последующим отрывом заметно снижают

эффективность. Если сравнивать дозвуковые ступени с транс- и сверхзвуковыми при одинаковых безразмерных параметрах проектирования  $\Phi_{\text{расч}}$ ,  $\Psi_{\text{Трасч}}$ , то последние уступят не только по зоне работы, но и по КПД в расчетной точке.

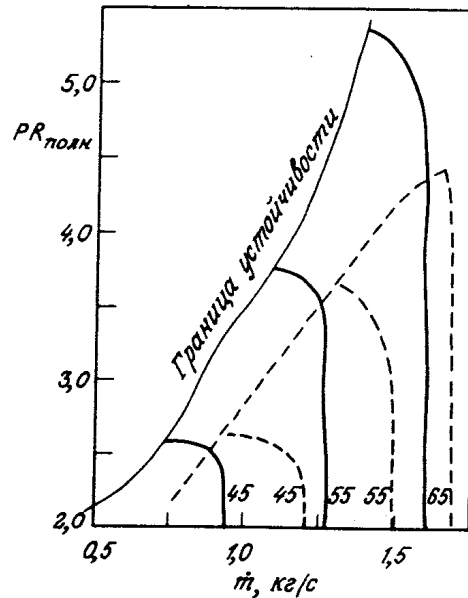


Рис. 7.5.5. Характеристики двух вариантов центробежной ступени при разных оборотах вала. Цифрами обозначены тысячи оборотов в минуту: сплошные линии —  $b_2 = 8$  мм; штриховые линии —  $b_2 = 10,7$  мм

Однако при сравнении нужно иметь в виду специфику ступеней:

– ступени ПЦК редко имеют такие же высокие значения  $\Psi_{\text{Трасч}}$ .

Негативное влияние больших значений коэффициента теоретического напора на КПД и зону работы пояснялось выше;

– транс- и сверхзвуковые ступени в настоящее время чаще находят применение в ЦК с небольшими абсолютными размерами. Негативное влияние малых абсолютных размеров проявляется через снижение значений критерия Рейнольдса, увеличение относительной шероховатости, через масштабный фактор — увеличенная относительная величина зазоров «РК — корпус» на периферии полуоткрытого РК и др.;

– экспериментальные характеристики транс- и сверхзвуковых ступеней обычно относятся к двум элементам «РК + ЛД». Так как ступени обычно являются частью ГТД с встроенной камерой сгорания, выходное устройство относят к проточной части этой камеры. Естественно, в таком случае сопоставлять экспериментальные данные нужно со ступенями ПЦК в таком же составе — «РД + ЛД (БЛД)». Как указывалось выше, в зависимости от типа РК, размеров и типа диффузора, потери КПД в выходном устройстве ступеней ПКЦ лежат в пределах 2,5÷5,5%. Правда, иногда для транс- и



сверхзвуковых ступеней приводятся значения отношения давлений  $\pi = \frac{P_4}{P_0^*}$  —

отношение статического давления после диффузора к полному давлению на входе в РК. С энергетической точки зрения это эквивалентно тому, что в состав ступени входит выходное устройство с коэффициентом потерь, равным единице;

— часто в литературе приводятся данные по адиабатному (изоэнтропному) КПД транс- и сверхзвуковых ступеней. Потери КПД  $\Delta\eta_{ad} > \Delta\eta_p$  не отражают доли потерь напора в проточной части (к потерям безосновательно отнесена доля повышения работы сжатия — перемещения из-за повышения температуры в реальном процессе по сравнению с изоэнтропным сжатием). Различие между КПД тем больше, чем больше отношение давлений и ниже политропный КПД, реально отражающий потери напора. Формулы для расчета КПД выглядят так:

$$\eta_{ad} = \frac{\left( \pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)}, \quad \eta = \frac{\frac{k}{k-1} \eta \left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)}{h_i}$$

$$\eta_{ad} = \frac{h_{ad}}{h_i} = \frac{\frac{k}{k-1} \left( \pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{h_i}, \quad \eta = \frac{h_p}{h_i} = \frac{\frac{k}{k-1} \eta \left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)}{h_i}. \quad \text{Отсюда следует:}$$

$$\eta_{ad} = \frac{\left( \pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right)}. \quad (7.5.2)$$

В приводимой таблице 7.5.1 разница КПД  $\Delta\eta_p = \eta_p - \eta_{ad}$  представлена от отношения давлений при высоком политропном КПД ступени  $\eta = 0,86$ , и при  $\eta = 0,82$ , что является более реалистичной оценкой эффективности транс- и сверхзвуковых ступеней.

Таблица 7.5.1

Сравнение политропного и адиабатного КПД при  
разных отношениях давлений.

$$\eta_p = \text{const} = 0,86, \quad k = 1,4$$

$\pi$	2,0	4,0	8,0	16,0
$\eta$	0,860	0,860	0,860	0,860
$\eta_{ad}$	0,8457	0,8308	0,8151	0,7989

$$\eta_p = \text{const} = 0,82, k = 1,4$$

$\pi$	2,0	4,0	8,0	16,0
$\eta$	0,820	0,820	0,820	0,820
$\eta_{ad}$	0,8017	0,7827	0,7628	0,7423

Приведенные цифры еще раз показывают непригодность адиабатного (изоэнтропного) КПД для оценки газодинамического совершенства проточной части. С учетом сказанного выше очевидна необходимость внимательного анализа при сопоставлении публикуемых данных об эффективности ступеней разных типов.

## 7.6. ОСОБЕННОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

**Общие положения.** Назначение вентиляторов (от латинского «vento» — ветер) заключается в создании потока газа (чаще воздуха) без повышения его давления. Вентиляторы работают при давлении, равном или немного отличающемся от атмосферного. Отношение давлений вентиляторов небольшое, и представление напорной характеристики в виде, например,  $\pi = f(\bar{V})$  совсем не показательно. Условно к вентиляторам относят ЦК с отношением давлений  $\pi \leq 1,1$ .

Диапазон размеров и мощностей ЦВ практически не уступает ПЦК — от настольных вентиляторов до огромных шахтных вентиляторов, и подобных. Большинство ЦВ имеет средние размеры и относительно небольшую мощность, но при большом количестве машин их суммарная мощность соизмерима с суммарной мощностью ПЦК. Поэтому уделяется большое внимание к правильной организации рабочего процесса, что позволяет говорить о высоком совершенстве современных ЦВ. Детальная информация по проектированию и расчету ЦВ с опорой на обширные эксперименты и теоретический анализ содержится в [4], откуда заимствовано большинство представленных ниже рисунков.

На рис. 7.6.1 показана аэродинамическая схема типичного ЦВ, а на рис. 7.6.2 — схемы применяемых лопаточных аппаратов РК. Обратим внимание на следующие особенности ЦВ:

- как правило, это одноступенчатые машины с консольным расположением РК;
- выходное устройство расположено непосредственно за РК, диффузор отсутствует;

– характерен очень широкий диапазон относительной высоты лопаток  $b_2/D_2$  и диаметра их начала  $D_1/D_2$ . Максимальные значения выходят далеко за пределы, характерные для промышленных и транспортных ЦК;

– широкий диапазон выходных углов лопаток, включая загнутые вперед, с  $\beta_{н2} > 90^\circ$ .

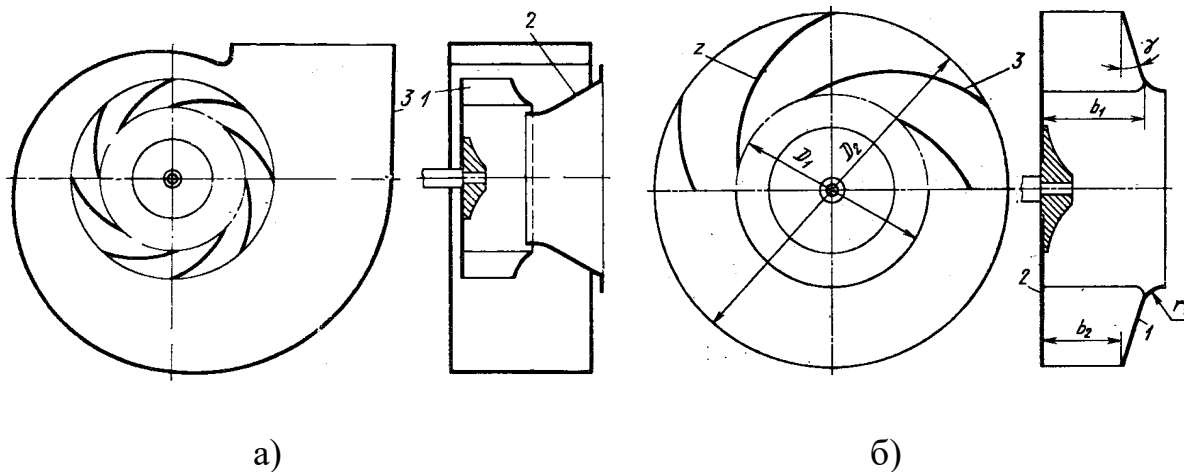


Рис. 7.6.1 (а) — аэродинамическая схема центробежного вентилятора: 1 — рабочее колесо, 2 — входной патрубок, 3 — спиральный корпус; (б) — рабочее колесо: 1 — передний диск, 2 — задний диск, 3 — лопатки

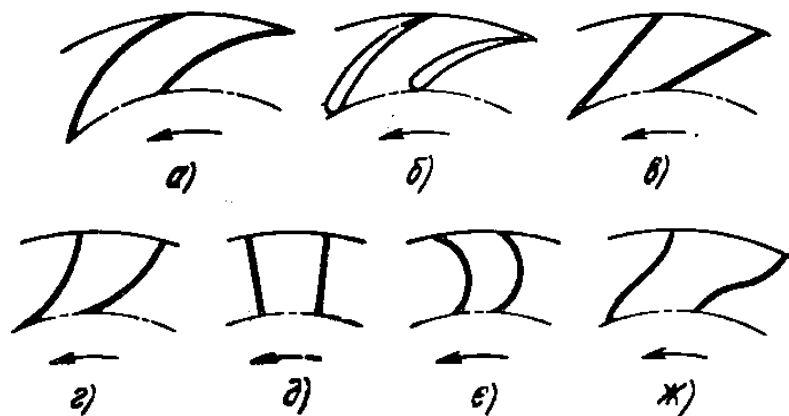


Рис. 7.6.2. Конфигурация лопаток: (а) — листовые, загнутые назад; (б) — профильные; (в) — плоские, отклоненные назад; (г) — радиальнооканчивающиеся; (д) — радиальные; (е) — загнутые вперед; (ж) — S-образные

На рис. 7.6.3 и 7.6.4 показаны характеристики разных ЦВ [4]. Используемые в [4] безразмерные параметры эквивалентны используемым в данном тесте:  $\bar{Q} = \Phi$ ,  $\bar{H} = \psi_p$ . Приведены значения КПД по полным и статическим параметрам.

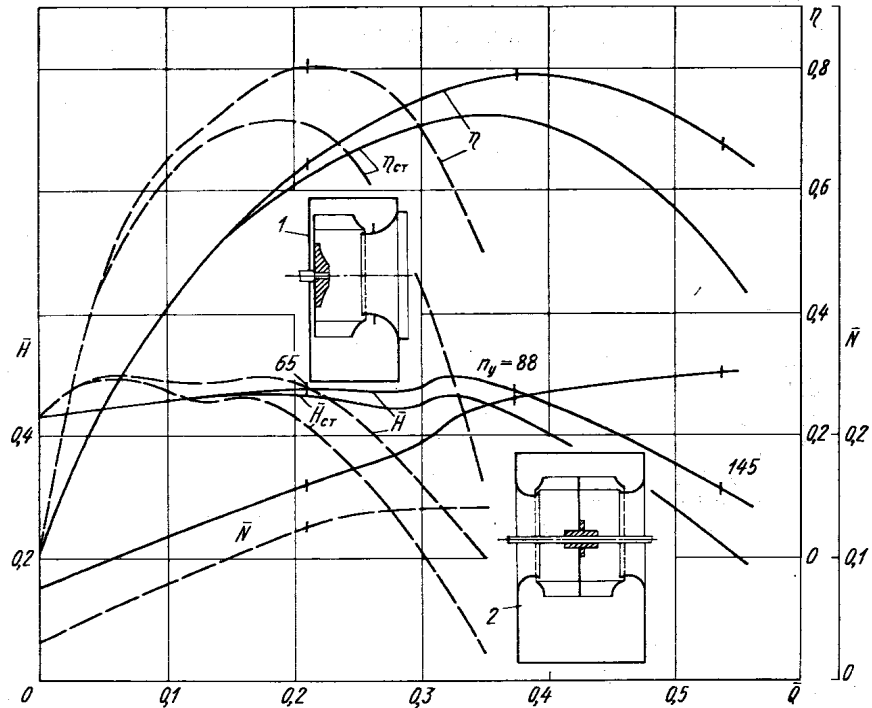


Рис. 7.6.3. Характеристики центробежных вентиляторов:  
 1 — одностороннего (штриховые кривые); 2 — двухстороннего  
 (сплошные кривые)

Малорасходные двух-трехступенчатые конструкции применяются в пылесосах и других фильтрующих устройствах, где требуется статический перепад давления. По форме проточной части они ближе к ПЦК. Более характерны высокорасходные одноступенчатые ЦВ. Их условный коэффициент расхода в 2÷3 раза больше, чем у ступеней ПЦК. При загнутых вперед лопатках РК коэффициент напора может превышать единицу. Для ЦВ с характеристиками на рис. 7.6.3 КПД порядка 80% следует признать очень высоким, имея в виду очень большой уровень безразмерных скоростей  $w_1/u_2$  и  $c_2/u_2$  в РК и в неподвижных элементах соответственно.

У ЦВ средних параметров КПД на том же уровне, что и у ступеней ПЦК, но при загнутых вперед лопатках — существенно меньше (это соответствует характеру рабочего процесса, проанализированному выше).

Существенным аэродинамическим отличием ЦВ от ступеней ПЦК надо считать различие в уровне скоростей на входе и выходе ступеней по отношению к окружной скорости РК. У ступеней ПЦК  $c_0/u_2 \approx c_1/u_2 \approx 0,1 \div 0,25$ , а у ЦВ много больше. Соответственно необходимость снижения скорости на выходе из РК меньше у ЦВ, что позволяет отказаться от применения диффузоров.

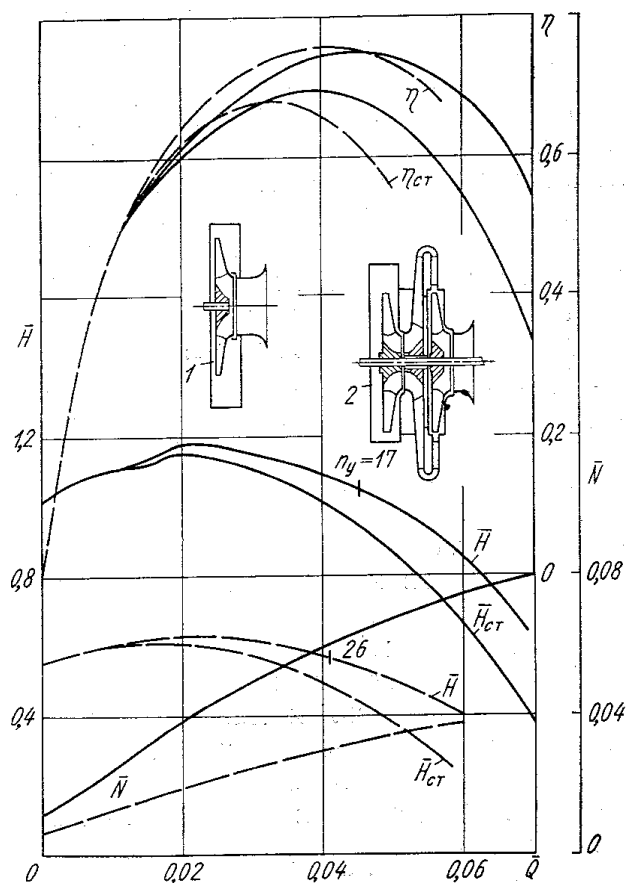


Рис. 7.6.4. Характеристики центробежных вентиляторов:  
 1 — одноступенчатого (штриховые кривые); 2 — двухступенчатого (сплошные кривые)

Еще одна особенность высокорасходных ЦВ — значения  $K_F = f_0 / f_1$  (отношение проходных сечений на входе в РК) порядка  $0,4 \div 0,5$  [4], что совершенно неприемлемо (но и ненужно) у ступеней ПЦК. Целесообразность и приемлемость такого замедления потока на входе в рабочие колеса ЦВ так же отчасти связана с высоким уровнем  $c_0 / u_2$ .

Вентиляторы развивают небольшое отношение давлений, которое может быть получено при небольшой окружной скорости, как правило, не более 100 м/с. Это позволяет применить прямой привод от электродвигателей, без применения повышающих передач. Нагрузки от центробежных сил сравнительно небольшие, поэтому рабочие колеса выполняют из конструкционных сталей, с соединением деталей сваркой или клепкой. Перепады давления незначительны, поэтому детали корпуса испытывают сравнительно небольшие аэродинамические нагрузки. Корпуса делают из листов мягкой конструкционной стали.

Примеры конструкции показаны на рис. 7.6.6 и 7.6.7 из [4].

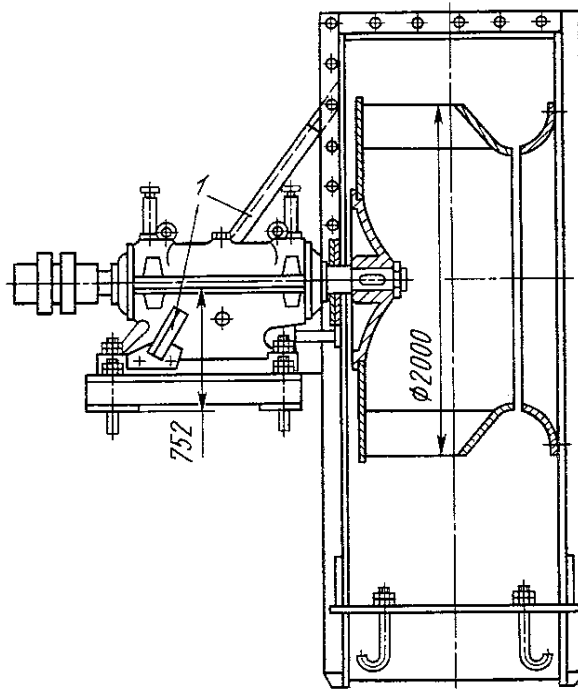


Рис. 7.6.5. Конструкция корпуса вентилятора, имеющего швеллер жесткости

На рис. 7.6.5 показано, что к боковому листу корпуса приварена оттяжка 1 в виде швеллера, свободный конец которого укреплен к корпусу подшипника. Такая конструкция позволяет уменьшить вибрацию корпуса.

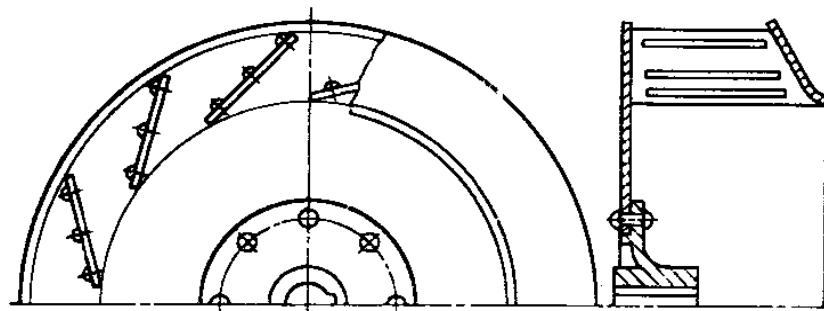


Рис. 7.6.6 а. Рабочее колесо с прямыми листовыми лопатками, отклоненными назад

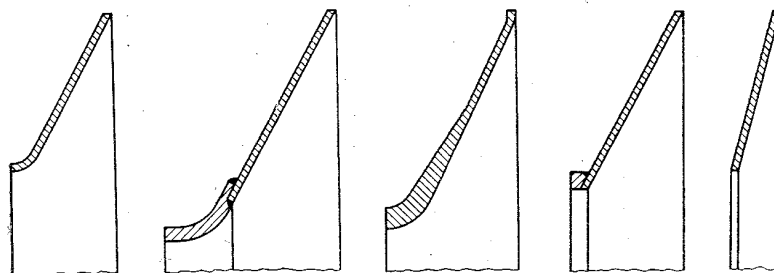


Рис. 7.6.6 б. Конструкции покрывающих дисков повышенной жесткости

По параметрам и особенностям рабочего процесса крупные вентиляторы близки к низконапорным ПЦК — рис. 1.3.5 а. И те, и другие машины потребляют значительное количество энергии, поэтому их экономичности их работы на разных режимах уделяется большое внимание. Рассматриваемые ниже способы изменения характеристик широко применяются в ЦВ.

## 7.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

**Проектирование по подобию. Модельные ступени.** Несмотря на углубление представлений о сути газодинамических процессов и развитие вычислительных методов, самым надежным и быстрым методом газодинамического проектирования остается проектирование по подобию (под надежностью проектирования понимается идентичность ожидаемых по проекту и действительных газодинамических характеристик).

Простейший случай — это проектирование ЦК с большей или меньшей производительностью по подобию с существующим компрессором. Например, существующий воздушный центробежный компрессор с  $\pi = 9$  (такие ПЦК часто называют компрессорами общего назначения) имеет производительность  $\bar{V}_H = 250 \text{ м}^3/\text{мин}$  ( $\bar{m} = 5,11 \text{ кг/с}$ ). Необходимо сделать газодинамический проект воздушного компрессора на то же отношение давлений, но с меньшей, или большей производительностью.

Измеренные газодинамические характеристики существующего компрессора представляются в безразмерном виде:

$$\pi, \bar{N}_i = f(\bar{F}, \Phi, k, M_u, Re_u), \quad (7.7.1)$$

где:

–  $\pi$  — отношение давлений, измеренное у существующего компрессора;

–  $\bar{N}_i = \frac{N_i}{\bar{m} u_2^2}$  — коэффициент внутренней мощности, определенный по

измеренным мощности, расходу и окружной скорости РК (РК первой ступени, если окружная скорость разная на разных ступенях);

–  $\bar{F}$  — условное обозначение формы проточной части, которая при проектированию по подобию одинакова у существующего («модель») компрессора и у проектируемого («натура»):  $\bar{F}_H = \bar{F}_M$ ;

–  $k, M_u, Re_u$  — критерии подобия сжимаемости и вязкости, равенство которых у модели и натуре обеспечивает идентичность безразмерных характеристик.

Т.к. речь идет о воздушных компрессорах, условие  $k = idem$  обеспечивается автоматически. Как известно, отношение давлений ступени определяется коэффициентом напора РК и условным числом  $M_u$ :

$\pi = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{k-1}{k\eta}}$ . При соблюдении условий подобия КПД ступеней  $\eta$  и их коэффициент напора  $\psi_i$  у натуре и модели одинаковы. Для получения у проектируемого компрессора такого же отношения давлений, как у

существующего, главное условие  $M_u = idem$ :  $\left(\frac{u_2}{\sqrt{kRT_H}}\right)_{нат} = \left(\frac{u_2}{\sqrt{kRT_H}}\right)_{мод}$ . Это

означает равенство окружных скоростей  $u_{2нат} = u_{2мод}$  у натурального и модельного компрессоров, работающих на одинаковом газе (воздухе) с одинаковой начальной температуре.

Массовый расход на расчетном режиме равен  $\bar{m}_{расч} = \Phi_{расч} \rho_H^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$ . То есть, в данном случае:

$$D_{2нат} = D_{2мод} \sqrt{\frac{\bar{m}_{нат}}{\bar{m}_{мод}}}. \quad (7.7.2)$$

Это соотношение определяет масштаб моделирования всех линейных размеров проточной части при равенстве лопаточных углов и количества лопаток. Скорость вращения ротора при равенстве окружных скоростей:

$$n_{нат} = n_{мод} \frac{D_{2нат}}{D_{2мод}}. \quad (7.7.3)$$

Принятая последовательность ряда ПЩК общего назначения включает машины с производительностью 63, 100, 160, 250, 500 м<sup>3</sup>/мин и т.д. Таким образом, ближайший больший компрессор будет иметь диаметр РК  $D_{2нат} = 1,41D_{2мод}$ ,  $n_{нат} = 0,709n_{мод}$ , а ближайший меньший компрессор —  $D_{2нат} = 0,80D_{2мод}$ ,  $n_{нат} = 1,25n_{мод}$ .

Изложенный способ моделирования — приближенный. Условие равенства критериев Рейнольдса  $Re_u = \frac{u_2 D_2}{\mu} \rho_H^* = idem$  не обеспечивается, поскольку у натуре и модели не одинаковые диаметры РК при равенстве других параметров, определяющих  $Re_u$ . Такое проектирование гарантирует практическую точность рассчитанных характеристик при условии, что



движение газа в проточной части носит турбулентный характер. Известно, что при «физических» значениях чисел Рейнольдса  $Re_w = \frac{wl}{\mu} \rho > 10^5$  течение остается турбулентным и неравенство  $Re_{\text{натур}} \neq Re_{\text{мод}}$  слабо сказывается на газодинамических характеристиках.

Однако такой газодинамический расчет неприемлем, если в проточной части модели или натуре течение ламинарное. Практически речь может идти о неприемлемости моделирования очень маленького компрессора по характеристикам большого, или моделировании компрессора, работающего с разреженным или легким газом, когда низкие значения критерия Рейнольдса связаны с низкой плотностью газа.

**О проектировании по характеристикам модельных ступеней.** Предварительный расчет ЦК дает информацию о том, какой расход и напор должны иметь его ступени, и при каких параметрах газа в проточной части они работают. В разделе «Исходные параметры проектирования» показано, как эти параметры связаны с безразмерными коэффициентами проектирования, критериями подобия и конструктивными ограничениями, определяющими в конечном итоге форму проточной части ступени, и ее газодинамические характеристики. Крупные компрессоростроительные фирмы и проектно-исследовательские организации располагают наборами предварительно отработанных и испытанных модельных ступеней, которые должны перекрывать диапазон возможных безразмерных параметров ступеней реальных ЦК:

– из-за уменьшения объемного расхода в проточной части первые ступени имеют большие коэффициенты расхода  $\Phi_{\text{расч}}$ , чем последующие. У большинства ПЦК значения коэффициентов расхода не выходят за пределы  $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,08 \div 0,02$  для первых и последних ступеней соответственно. Применение осерадиальных РК на первых ступенях с  $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,10 \div 0,14$  позволяет повысить КПД и уменьшить размеры ЦК. У некоторых ступеней центробежных вентиляторов расчетный коэффициент расхода достигает  $\Phi_{\text{расч}} = 0,20$  и даже более.

Для ПЦК высокого и сверхвысокого давления характерна малая объемная производительность  $\bar{V}_n = \frac{N_i}{H_i \rho_n} = \frac{N_i R T_n}{H_i p_n}$ . Из-за конструктивных ограничений у них нельзя применить оптимальную быстроходность, поэтому приходится применять малорасходные ступени с  $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,025 \div 0,010$ , и даже менее 0,005 в отдельных случаях. Таким образом, если компрессоростроитель производит все типы ПЦК, он должен располагать набором модельных ступеней, по крайней мере, в диапазоне  $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,010 \div 0,12$ ;

– как известно, рабочие колеса с разными коэффициентами теоретического напора  $\psi_{\text{Трасч}} = c_{u2}/u_2$  имеют разный наклон напорной характеристики и разную степень реактивности. Ступени с РК с малыми  $\psi_{\text{Трасч}}$  имеют более высокий КПД и хорошо работают при расходах меньше расчетного. Ступени с большими  $\psi_{\text{Трасч}}$  обеспечивают большее отношение давлений при заданной окружной скорости и лучше работают при  $\Phi > \Phi_{\text{расч}}$ . «Идеальный» набор модельных ступеней для проектирования ПЦК должен перекрывать диапазон  $\psi_{\text{Трасч}} \approx 0,45 \div 0,75$  и до 0,90 в некоторых случаях;

– главное конструктивное ограничение, которое следует учесть при формировании ряда модельных ступеней, это втулочное отношение. У многоступенчатых ПЦК с последовательным расположением РК на валу для обеспечения жесткости ротора в отдельных случаях достаточно иметь  $\bar{D}_{\text{вт}} = D_{\text{вт}} / D_2 = 0,25$  («гибкий» ротор ПЦК умеренного давления), которое должно быть равно  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,40 \div 0,45$  у компрессоров высокого и сверхвысокого давления для обеспечения более высокой жесткости ротора;

– комбинация критериев подобия  $k, M_u, Re_u$  индивидуальна для каждой ступени реального ПЦК. Например, если расположенные на одном валу рабочие колеса имеют одинаковый диаметр, то с ростом номера ступени величина  $M_u$  уменьшается из-за роста температуры газа. При этом величина  $Re_u$  увеличивается, так как возрастает плотность газа. У большинства ЦК промышленного назначения критерий сжимаемости лежит в пределах  $M_u \approx 0,50 \div 1,0$ . Показатель изоэнтропии для разных газов меняется в пределах от  $k = 1,074$  (н-Пентан) до  $k = 1,68$  (неон). Условное число Рейнольдса  $Re_u \approx 5 \dots 6 \cdot 10^6$  у небольших воздушных ПЦК, и возрастает на 2 порядка у ПЦК высокого и сверхвысокого давления.

Сказанное означает, что «идеальный» набор модельных ступеней должен перекрывать диапазон двух главных **газодинамических** параметров  $\Phi_{\text{расч}}$  и  $\psi_{\text{Трасч}}$  при разных значениях втулочного отношения  $\bar{D}_{\text{вт}}$ . Следует напомнить так же о разных свойствах ступеней с безлопаточными и лопаточными диффузорами, что удваивает набор модельных ступеней, и о различиях ступеней промежуточного и концевого типов, что еще раз удваивает потребное количество модельных ступеней. Кроме того, ступени должны иметь оптимальную форму проточной части для каждой из возможных комбинаций критериев подобия  $k, M_u, Re_u$ .

Количество комбинаций параметров конкретных ступеней практически неисчислимо. Количество модельных ступеней, перекрывающих диапазон того или иного параметра, должно быть достаточно велико. Например, чтобы перекрыть диапазон  $\Phi_{\text{расч}} = 0,01 \div 0,11$  с отношением коэффициентов расхода соседних ступеней  $\Phi_{\text{расч}i+1} / \Phi_{\text{расч}i} = 1,25$ , требуется 10 модельных ступеней. В этом случае без существенной ошибки форма ПЧ и газодинамические

характеристики каждой конкретной ступени могут быть рассчитаны путем интерполяции данных по двум соседним модельным ступеням ряда. Таким образом, «идеальный» ряд должен состоять из сотен и сотен модельных ступеней. В 1990-х гг. западные специалисты оценивали стоимость разработки и испытания одной модельной ступени в 180÷250 тысяч долларов США. Создание «идеального» ряда модельных ступеней невозможно по финансовым и трудовым затратам.

В реальной практике газодинамических расчетов необходимо выделить наиболее существенное и пренебречь второстепенным. Один из известных рядов из примерно 40 модельных ступеней охватывает диапазон расчетных коэффициентов расхода  $\Phi_{\text{расч}} \approx 0,0038(!) \div 0,075$ , втулочных отношений  $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,28 \div 0,45$  при двух значениях коэффициентов теоретического напора  $\Psi_{\text{Трасч}}$  (среднем и небольшом). Все ступени промежуточного типа с БЛД. Ступени испытаны на воздухе ( $k = 1,4$ ) при  $Re_u \approx 6 \cdot 10^6$  и в диапазоне  $M_u \leq 0,95$  (испытания проведены при разной скорости вращения ротора модельных ступеней).

При создании рядов исключают ступени и испытания с нетипичными и редко встречающимися комбинациями параметров. Например, высокорасходные ступени характерны для ПЦК низкого давления, а большие втулки — для ПЦК высокого и сверхвысокого давления. Другой пример: малорасходные ступени используют в ПЦК высокого и сверхвысокого давления при небольших числах Маха. Их испытания при высоких  $M_u$  не имеют существенного значения.

Проектирование ПЦК по характеристикам модельных ступеней — достаточно надежный способ. При этом надо иметь в виду приближенный характер моделирования:

- учет влияния критериев  $Re_u$  и  $k$  обычно отсутствует;
- форма ПЧ и газодинамические характеристики натуральных ступеней получаются интерполяцией данных по близким модельным ступеням;
- входной патрубков и выходное устройство часто не входят в состав модельных ступеней. Их роль учитывается введением в расчет коэффициентов потерь, величина которых может не совпасть с действительными значениями.

**Характеристики модельных ступеней и их использование.** На рис. 7.7.4 приведены характеристики нескольких модельных ступеней кафедры КВХТ СПбГПУ. Ступени испытывались в диапазоне  $M_u = 0,55 \div 0,90$ . Характеристики тех из них, которые разработаны для применения в ПЦК газовой промышленности, приведены при характерном для области применения  $M_u = 0,60$ , для других — при значениях  $M_u$ , типичных для их области применения.

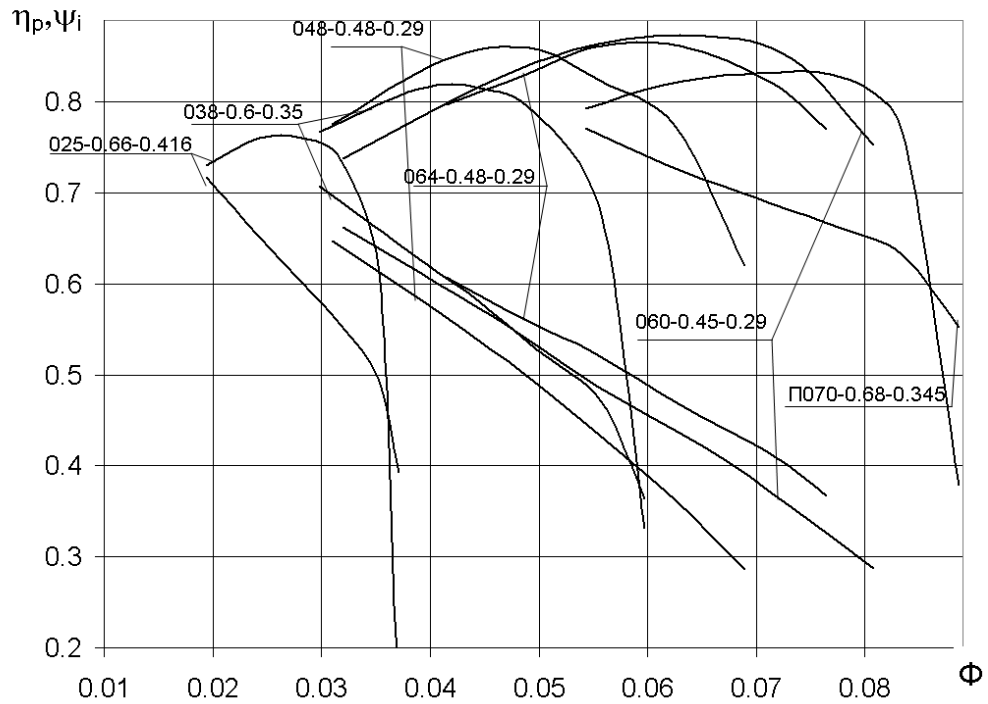


Рис. 7.7.4. Газодинамические характеристики некоторых модельных ступеней кафедры КВХТ

На рис. 7.7.5 приведены характеристики ступени с лопаточным диффузором при трех значениях  $M_u$ . Влияние критерия сжимаемости на характеристики ступени поясняется в следующем подразделе.

При использовании характеристик при проектировании в качестве расчетного обычно выбирают режим максимального КПД:  $\Phi_{\text{расч}} = \Phi_{\text{opt}}$ . Если для ПЦК важны режимы работы с  $\Phi \leq \Phi_{\text{расч}}$ , следует выбрать расчетный режим несколько правее оптимального, и наоборот.

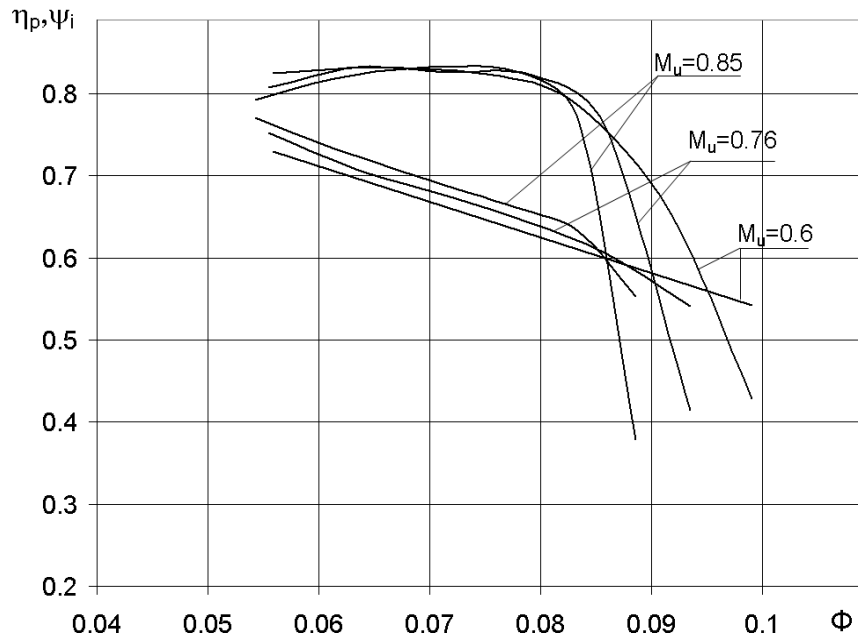


Рис. 7.7.5. Газодинамические характеристики модельной ступени типа «П 0,070-0,68-0,345» при  $M_u = 0,6$ ,  $M_u = 0,76$ ,  $M_u = 0,85$

Представленные на рисунках безразмерные характеристики в виде  $\eta, \psi_i = f(\Phi)$  достаточны для газодинамического проектирования по подобию. При выбранной окружной скорости диаметр РК проектируемой ступени (определяется из уравнения расхода)  $D_2 = 1,128 \sqrt{\frac{\bar{m}}{\rho_0^* u_2}}$  (м), скорость

вращения равна  $n = \frac{60u_2}{3,141D_2}$  (об/мин), отношение давлений

$$\pi = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{k-1}{k\eta}}, \text{ потребляемая мощность } N_i = \Phi \psi_i 0,785 D_2^2 \frac{p_0^*}{RT_0^*} u_2^3$$

(Вт). Обычно представляемые на графиках характеристики коэффициента политропного напора  $\psi_p = \eta \psi_i = f(\Phi)$  помогают определить режим критического расхода, который соответствует максимуму этого коэффициента, т.е. границу помпажа.

**Влияние критериев сжимаемости  $M$  и  $k$  на газодинамические характеристики.** Основные закономерности влияния критериев сжимаемости рассматривались выше в ч. 5:

– с ростом  $M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_0^*}}$  увеличиваются значения критериев Маха на входе в РК  $M_{w1} = \frac{\bar{w}_1 u_2}{\sqrt{kRT_0^*}}$  и в диффузор  $M_{c2} = \frac{\bar{c}_2 u_2}{\sqrt{kRT_2^*}}$ . При этом

диффузорность межлопаточных каналов увеличивается  $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{f_1 \rho_1}{f_2 \rho_2}$ ,

$$\dot{c}_d = \frac{c_4}{c_3} = \frac{f_3 \rho_3}{f_4 \rho_4}.$$

Рост диффузорности влечет рост вихревых потерь:

– в струйках тока на задней поверхности лопаток скорость меняется в большей степени, чем в среднем по каналу. Соответственно сильнее проявляется отрицательная роль сжимаемости;

– нагрузка лопаток и пики скорости при обтекании входной кромки приводят к тому, что максимальное число Маха на поверхности лопатки достигает значения  $M_{w_{\max}} = 1,0$  при еще дозвуковом потоке на входе в решетку. Как известно, при  $M_{w_{\max}} > 1,0$  последующий скачек уплотнения вызывает отрыв потока и резкий рост потерь. Значение  $M_{w_1}$ , при котором местная скорость звука достигает единицы, называется критическим. На расчетном режиме для РК ПЦК  $M_{w_{кр}} \approx 0,60 \div 0,75$  в зависимости от стеснения потока на входе лопатками (коэффициент  $\tau_1$ ) и нагрузки лопаток вблизи входной кромки. Пики скорости особенно велики при ударном обтекании, при углах атаки больше и меньше расчетных, т.е. при расходах газа меньше и больше расчетного. На нерасчетных режимах критические числа Маха резко снижаются из-за ударных пиков скорости при обтекании входных кромок.

В связи со сказанным следует ожидать снижения КПД ступени на расчетном режиме с ростом  $M_u$ . При нерасчетных режимах КПД снижается сильнее из-за того, что с ростом  $M_u$  местные числа Маха приближаются к единице и превосходят ее быстрее, чем на расчетном режиме. Более быстрое снижение КПД на нерасчетных режимах приводит к более быстрому уменьшению полезного напора. Сужается диапазон расходов, в котором может работать ступень.

Применительно к центробежным ступеням следует иметь в виду еще одну сторону проявления сжимаемости. В отличие от ступеней ОК, центробежные ступени могут развивать значительно большее отношение давлений, с соответствующим более сильным изменением плотности газа в проточной части.

На рис. 7.7.6 показаны характеристики центробежной ступени РК+ЛД+улитка, спроектированной Методом универсального моделирования для работы с  $M_u = 1,20$ .

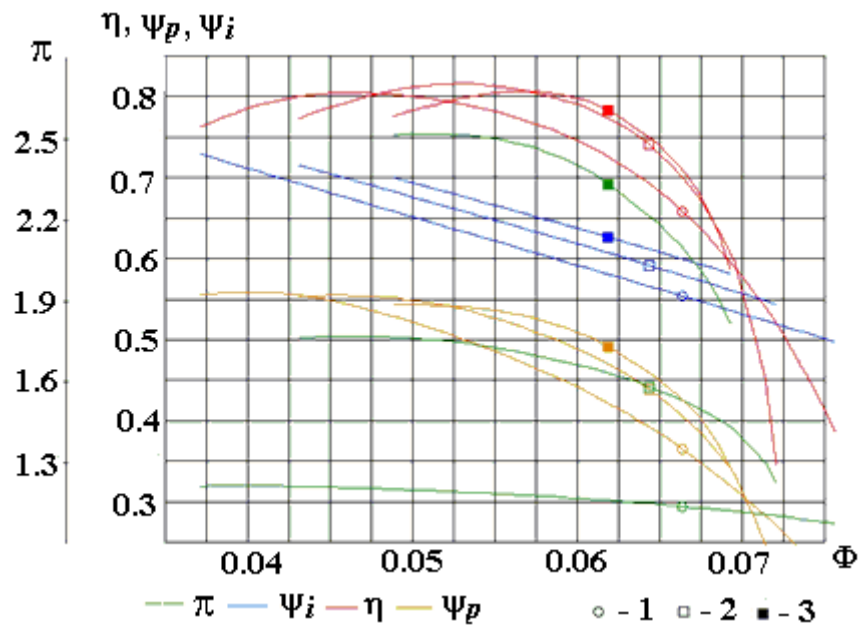


Рис. 7.7.6. Влияние условного числа Маха на характеристики центробежной ступени конечного типа с ЛД. 1-  $M_u=0,50$ , 2-  $M_u=0,90$ , 3-  $M_{u \text{ расч}}=1,20$ .

(Расчет Методом универсального моделирования)

При уменьшении условного числа Маха КПД сначала возрастает из-за уменьшения коэффициентов потерь РК и ЛД, а затем снижается из-за того, что минимальные коэффициенты потерь этих элементов соответствуют разным коэффициентам расхода – рис. 7.7.7

Показанное на рис. 7.7.7 влияние  $M_u$  на характеристики элементов ступени объясняется следующим. Ступень спроектирована на условия работы при  $M_{u \text{ расч}} = 1,20$ . На расчетном режиме размеры входа в РК и ЛД выбраны так, чтобы в этих элементах осуществлялось безударное обтекание лопаток. Соотношение коэффициентов расхода на входе в РК и в ЛД на расчетном режиме равно  $(\varphi_1/\varphi_3)_{\text{расч}} = \frac{\pi D_3 b_3}{\pi D_1 b_1} \left( \frac{\rho_3}{\rho_1} \right)_{\text{расч}}$ .

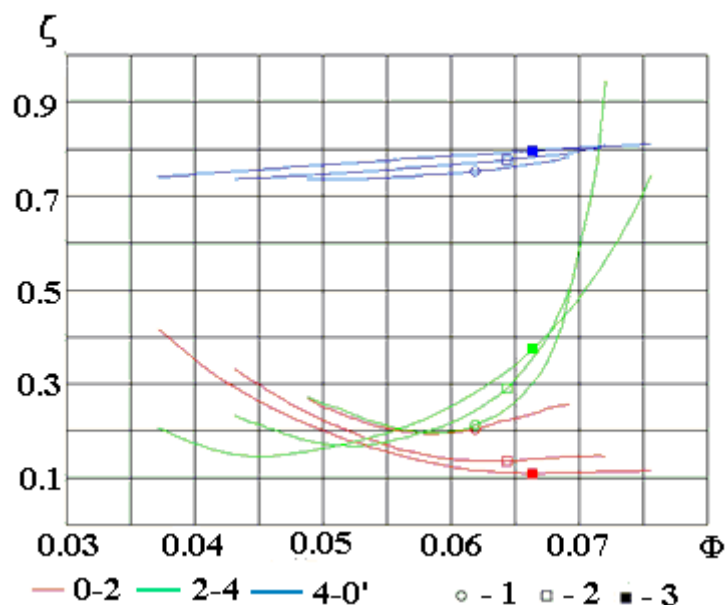


Рис. 7.7.7. Влияние условного числа Маха на характеристики рабочего колеса, лопаточного диффузора и улитки центробежной ступени  $\zeta = f(\Phi)$  при  $M_u \leq M_{u\text{ расч}}$ . 1-  $M_{u\text{ расч}}=1,20$ , 2-  $M_u=0,90$ , 3-  $M_u=0,50$  (Расчет Методом универсального моделирования)

При уменьшении  $M_u$  отношение плотностей  $\rho_3/\rho_1$  приближается к единице. Значению безударного коэффициента расхода на входе в РК  $\varphi_{1\text{ расч}}$  соответствует значение коэффициента расхода на входе в ЛД, которое больше безударного:  $\varphi_3 > \varphi_{3\text{ расч}}$ . Лопатки ЛД обтекаются с отрицательным углом атаки при безударном обтекании лопаток РК. Рассогласование двух основных элементов ступени приводит к снижению КПД, хотя коэффициенты потерь этих элементов ниже, чем при расчетном числе Маха. Пример показывает, что у ступеней, спроектированных для работы при больших  $M_{u\text{ расч}}$ , на режимах с меньшими числами Маха возможно снижение КПД из-за рассогласования оптимальных режимов колеса и неподвижных элементов. Это особенно характерно для ступеней с лопаточными диффузорами.

Если центробежная ступень спроектирована для работы при небольших числах  $M_u > 0,65 \div 0,70$ , то при больших числах Маха по всем причинам следует ожидать снижения КПД, сначала на нерасчетных режимах, а затем и на расчетном — рис. 7.7.8. Чем больше число Маха, тем ниже КПД, но больше коэффициент внутреннего напора и отношение давлений.



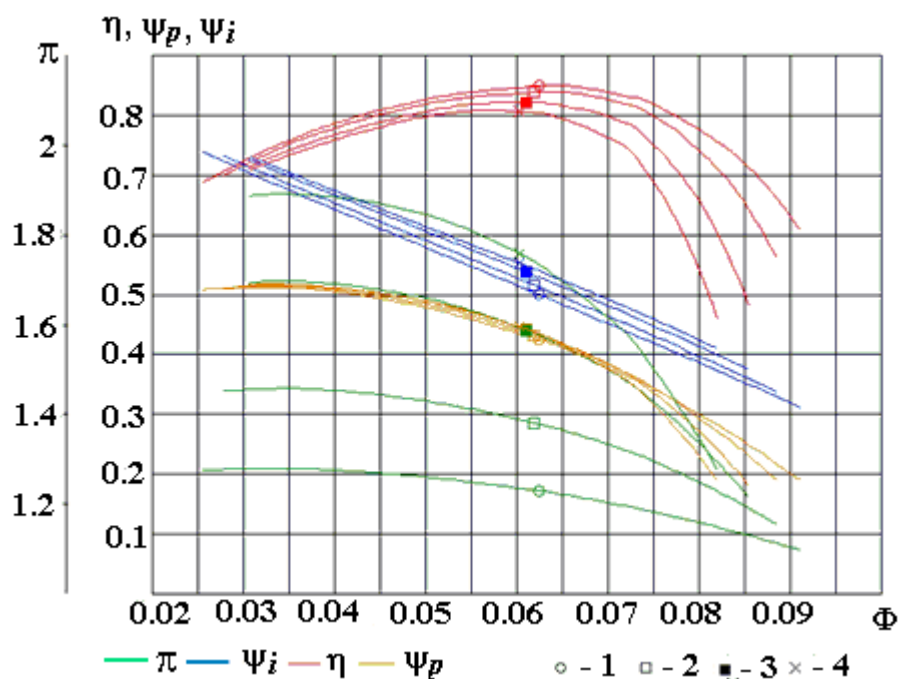


Рис. 7.7.8. Характеристики промежуточной ступени с безлопаточным диффузором при  $M_u = 0,60; 0,75; 0,90; 1,0$ . Проектное значение  $M_{u\text{расч}} = 0,60$  (Метод универсального моделирования)

Как правило, испытание модельных ступеней происходит на стендах с открытым контуром, т.е. они работают на воздухе при  $k = 1,40$ . Как указывалось выше, газы, на которых работают ПЦК, могут сильно различаться по значениям показателей изоэнтропы — от  $k = 1,074$  (н-Пентан) до  $k = 1,68$  (неон). Значение  $k$  определяет изменение плотности в ступени вместе с основным критерием сжимаемости  $M_u$ :

$$\frac{\rho_{0'}}{\rho_0} = \frac{\pi}{T_{0'}/T_0} = \frac{(T_{0'}/T_0)^{\frac{n}{n-1}}}{T_{0'}/T_0} = \left(1 + (k-1)\Psi_i M_u^2\right)^{\frac{1}{n-1}}, \quad (7.7.4)$$

$$\text{где } n = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k\eta}}.$$

В ч. 5 было показано, что влияние показателя изоэнтропы проявляется при больших числах Маха в потоке. Характер влияния  $k$  и  $M_u$  на безразмерные характеристики концевой ступени ПЦК с лопаточным диффузором демонстрируют результаты расчета, представленные на рис. 7.7.9 и 7.7.10.

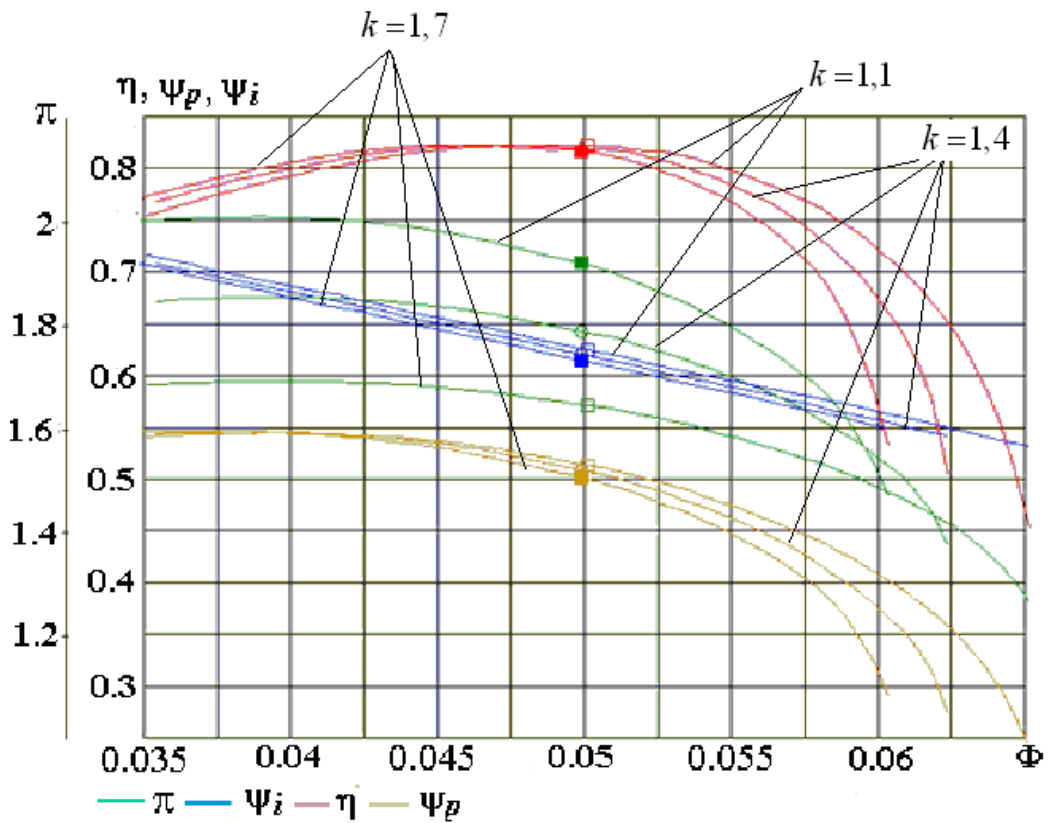


Рис. 7.7.9. Характеристики концевой ступени с лопаточным диффузором при  $k = 1,1; 1,4$  и  $1,65$ .  $M_{u\text{расч}} = 0,95$ ,  $k_{\text{расч}} = 1,4$ .

Расчет Методом универсального моделирования

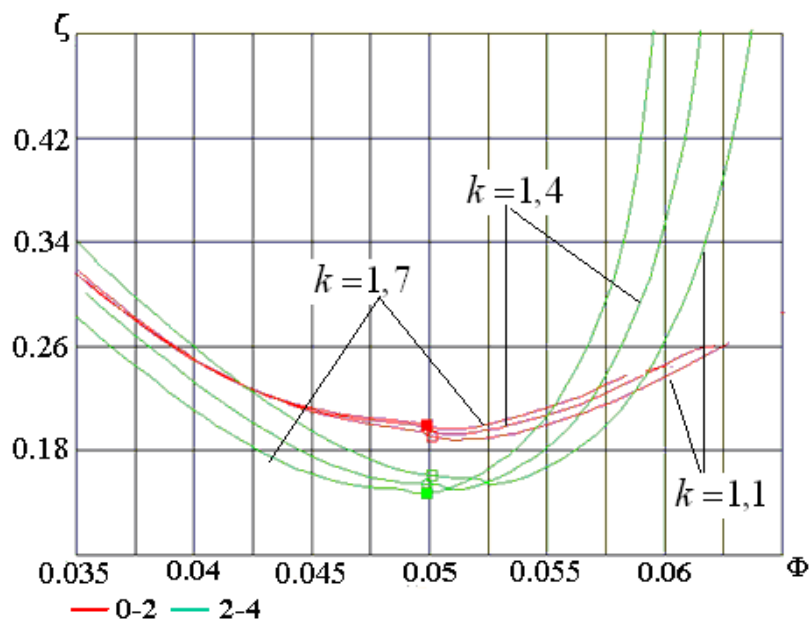


Рис. 7.7.10. Характеристики коэффициентов потерь рабочего колеса и лопаточного диффузора промежуточной ступени при  $M_u = 0,95$  и трех значениях показателя изэнтропии.  $M_{u\text{расч}} = 0,60$ ,  $k_{\text{расч}} = 1,4$ .

Расчет Методом универсального моделирования

В отличие от данных в ч. 5, относящихся к ступеням с БЛД, влияние рассогласования у ступени с лопаточным диффузором проявляется сильнее. При меньших значениях  $k$  вправо смещается не только напорная характеристика, но и характеристика КПД. На рис. 7.7.10 показано, что из-за более сильного роста плотности газа на выходе из РК при  $k=1,1$  минимальный коэффициент потерь ЛД достигается при большем коэффициенте расхода  $\Phi$ , чем при расчетном значении  $k=1,4$ . При  $k=1,7$  ситуация противоположная.

С учетом приведенных результатов расчетов можно сделать такие выводы:

- в диапазоне критериев  $M_u$  и  $k$ , характерных для ступеней ПЦК, максимально достижимый КПД практически не зависит от величины показателя изоэнтропы;

- безразмерная величина, отношение давлений  $\pi = (1 + (k-1)\psi_i M_u^2)^{\frac{k}{k-1}}$  растет с ростом показателя изоэнтропы. Расчеты показывают, что противоположное влияние показателя изоэнтропы на отношение давлений имеет место при высоких числах  $M_u$ , характерных для сверхзвуковых ступеней;

- выявленное при расчетах влияние показателя изоэнтропы на характеристики внутреннего напора связано влиянием сжимаемости на величину коэффициента расхода  $\varphi_2$ , с уменьшением которого напорная характеристика смещается вправо;

- влияние показателя изоэнтропы на характеристику КПД также связано с проявлением сжимаемости, которое ведет к рассогласованию рабочего колеса и лопаточного диффузора;

- в характерном для промышленных ЦК диапазоне параметров с уменьшением показателя изоэнтропы сжимаемость газа растет, несмотря на уменьшение отношения давлений. Это связано с меньшим повышением температуры сжимаемого газа. При более высоких числах Маха, характерных для ЦК газотурбинных двигателей, с уменьшением показателя изоэнтропы отношение давлений возрастает. Например, по расчетам Методом универсального моделирования при  $M_u=1,55$  ступень ГТД ( $k=1,4$ ) с высоконапорным РК  $\psi_{T\text{ расч}}=0,75$  может иметь отношение давлений  $\pi \sim 4,6$ . Если бы эта ступень работала на газе с  $k=1,1$ , отношение давлений повысилось бы до  $\pi \sim 5,4$ .

При умеренных значениях  $M_u \leq 0,6 - 0,65$  для определения газодинамических параметров на расчетном режиме у ПЦК, работающих с любыми газами, можно пользоваться значениями  $\eta_{\text{ расч}}$  и  $\psi_{i\text{ расч}}$  модельных ступеней, испытанных на воздухе. Расчеты характеристик при  $\Phi \ll \Phi_{\text{ расч}}$  в принципе требуют учета рассогласования характеристик РК и ЛД. При  $M_u \geq 0,6 - 0,65$  следует учитывать влияние сжимаемости на напорную

характеристику, и характеристику КПД в связи с возможным рассогласованием рабочего колеса и неподвижных элементов. Это можно сделать с помощью программ Метода универсального моделирования.

### Влияние критерия Рейнольдса и шероховатости поверхностей ПЧ.

Критерий Рейнольдса характеризует соотношение между силами инерции и силами трения, возникающие при движении газа в проточной части. Этот критерий оказывает разное влияние на потери напора при ламинарном и турбулентном режимах течения. На рис. 7.7.11 показана зависимость безразмерных коэффициентов сопротивления цилиндра и шара в зависимости от критерия Рейнольдса. Видно, что сопротивление резко снижается и становится практически постоянным при  $Re \geq 10^5 \div 10^6$ .

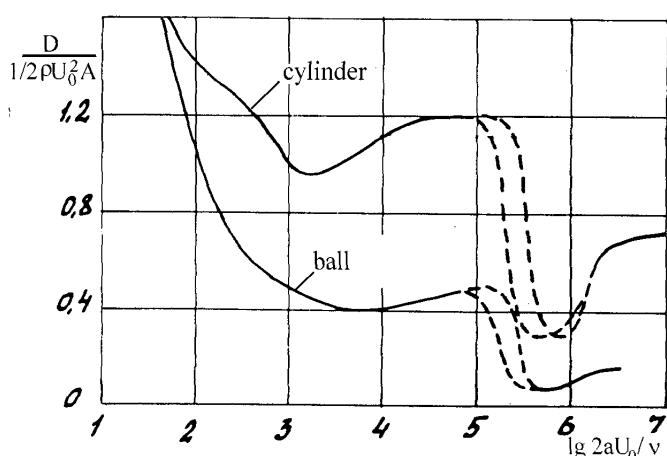


Рис. 7.7.11. Сопротивление цилиндра и шара в зависимости от критерия Рейнольдса [3]

Выделенная штриховыми линиями часть графиков на этом рисунке соответствует области перехода между ламинарным и турбулентным режимами течения. Как известно, турбулентный слой более устойчив к отрыву, поэтому при его турбулизации с ростом  $Re$  зона отрыва в кормовой части цилиндра и шара уменьшается. Это и приводит к уменьшению вихревых потерь. Изменение критерия Рейнольдса в турбулентной области не меняет вихревых потерь, что следует иметь в виду.

В качестве основы для анализа влияния критерия Рейнольдса на потери трения обычно используют экспериментальные данные по сопротивлению труб. Трубы испытываются при разных числах Рейнольдса и относительной шероховатости стенок:

$$\text{Re} = \frac{cd}{\nu} = \frac{cd}{\mu} \rho = \frac{\bar{m}}{\frac{\pi}{4} d \mu}, \text{ т.к. } c = \frac{\bar{m}}{\rho \frac{\pi}{4} d^2}, \quad (7.7.5)$$

$$\bar{k}_{\text{ш}} = \frac{k_{\text{ш}}}{d},$$

где  $d$  - диаметр трубы,  $k_{\text{ш}}$  — максимальная высота неровностей.

Экспериментальные данные представляются в виде зависимостей безразмерного коэффициента трения:

$$\lambda = \frac{\tau}{\rho \frac{c^2}{2}} = f(\text{Re}, \bar{k}_{\text{ш}}), \quad (7.7.6)$$

где  $\tau = \mu' \frac{\partial c}{\partial n}$  — касательное напряжение трения с учетом турбулентности.

Потери напора из-за трения газа о стенки трубы равны:

$$h_w = \frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \frac{l}{d} 0,5c^2. \quad (7.7.7)$$

Эта формула и другие формулы в этом разделе справедливы для каналов с **поперечным сечением любой формы** при условии, что вместо диаметра круглой трубы  $d$  используется так называемый **гидравлический диаметр**:

$$d_r = \frac{4f}{U}, \quad (7.7.8)$$

где  $f$  — поперечное сечение канала,  $U$  — его смоченный периметр.

Наиболее известны данные Никурадзе (рис. 3.2.4) по испытанию труб с «песочной» шероховатостью (к поверхности приклеены песчинки разного размера  $k_{ш}$ ) и данные Муди по испытанию труб с «технической», точнее с естественной (коррозия, загрязнение) шероховатостью, представленные на рис. 7.7.12.

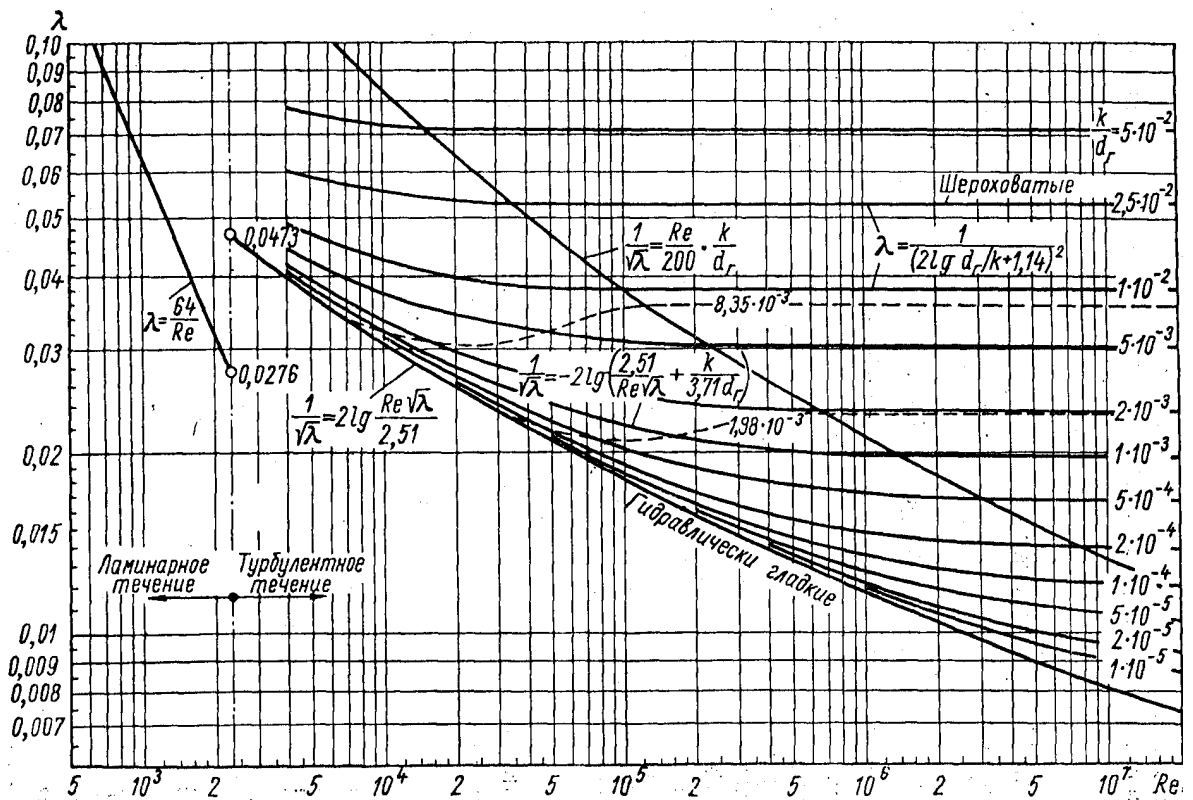


Рис. 7.7.12. Зависимость коэффициента трения  $\lambda$  от числа  $Re$  и относительной шероховатости  $k$  для труб: сплошные линии — данные Муди; штриховые линии — данные Никурадзе

Эксперименты показали наличие разных режимов течения:

– ламинарный поток при  $Re < 2,1 \cdot 10^3$ . Здесь данные экспериментов хорошо описываются формулой:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (7.7.9)$$

– турбулентное течение вдоль гидравлически гладкой поверхности (шероховатости закрыты ламинарным подслоем). Коэффициент трения уменьшается с ростом  $Re$ . В диапазоне  $Re = 2,1 \cdot 10^3 \div 10^5$  экспериментальные данные хорошо аппроксимируются формулой:

$$\lambda_{гр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (7.7.10)$$

При больших числах Рейнольдса в [15] рекомендована формула:

$$\lambda_{гр} = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}. \quad (7.7.11)$$

По данным отсюда же предельная величина шероховатости, при которой поверхность является гидравлически гладкой, уменьшается с ростом  $Re$  по такому соотношению:

$$\bar{k}_{шпред} \leq \frac{8,15}{Re \sqrt{0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}}}. \quad (7.7.12)$$

– течение вдоль шероховатой поверхности — автомодельность по критерию Рейнольдса. При невыполнении условия (7.7.12) ламинарный подслоем становится тоньше высоты неровностей. Сопротивление движению определяется вихреобразованием при обтекании выступающих неровностей. Большинство поверхностей ПЧ обработано механически, поэтому характер неровностей зависит от направления обрабатывающего инструмента (резца, фрезы). На рис. 4.3.5 показана схема образования вихрей при движении газа поперек и вдоль неровностей.

При обтекании шероховатой поверхности сопротивление не зависит от числа Рейнольдса. То есть, при переносе данных модельного компрессора на натуральный, условие  $Re = idem$  не является обязательным. В просторечии говорят, что имеет место «автомодельность по Рейнольдсу». Значение числа Рейнольдса, при превышении которого коэффициент трения перестает зависеть от критерия Рейнольдса (граница автомодельности) определяется формулой:

$$\text{Re}_{\text{ра}} = \frac{195}{\bar{k}_{\text{ш}} \sqrt{0,032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}}}. \quad (7.7.13)$$

В зоне автомодельности ( $\text{Re} > \text{Re}_{\text{ра}}$ ) КПД и коэффициент напора модельного и натурального компрессоров будут одинаковы, если у них одинаковая относительная шероховатость, которая определяет коэффициент трения:

$$\lambda_{\text{ам}} = \frac{1}{(21\text{g}(1/2\bar{k}) + 1,74)^2}. \quad (7.7.14)$$

– переходная зона, в которой коэффициент трения зависит и от критерия Рейнольдса, и от шероховатости. Здесь экспериментальные данные аппроксимируются формулой:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{пер}}}} = 21\text{g} \left( \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda_{\text{пер}}}} + 0,270\bar{k}_{\text{ш}} \right). \quad (7.7.15)$$

Исследования влияния критерия Рейнольдса и шероховатости на газодинамические характеристики турбомашин выполнены в разных странах применительно к осевым и радиальным компрессорам, турбинам и насосам. При всем разнообразии подходов, полученные авторами результаты качественно аналогичны рассмотренным выше. На рис. 7.7.13 показано влияние условного критерия Рейнольдса  $\text{Re}_u = \frac{u_2 D_2}{\mu} \rho$  на КПД нескольких центробежных насосов.



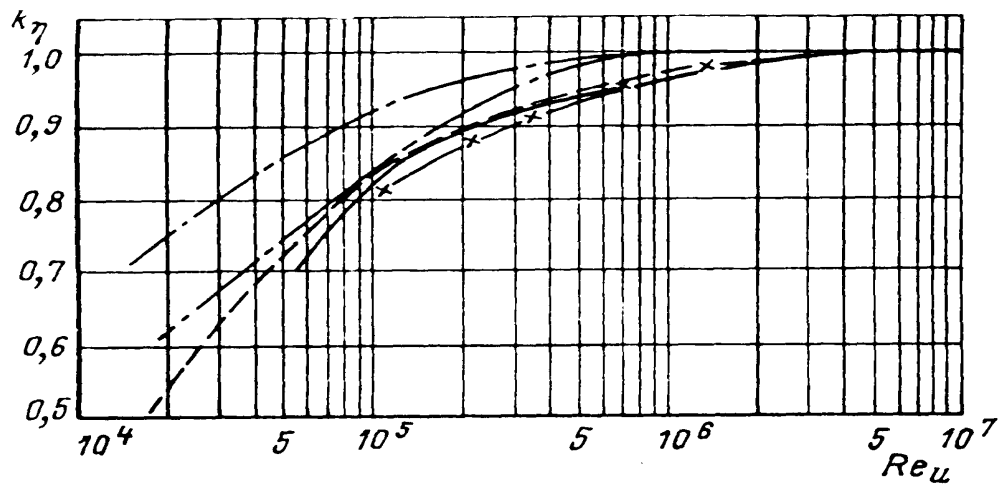


Рис. 7.7.13. Влияние условного критерия Рейнольдса  $Re_u = u_2 D_2 \rho / \mu$  на КПД нескольких центробежных насосов

Практические рекомендации для учета неравенства критериев Рейнольдса при испытании модельного ПЦК и натурального компрессора представлены в приложении к европейскому стандарту ISO 5389:1991(E) «Турбокомпрессоры — правила определения характеристик».

Методика предполагает, что в центробежных компрессорах на расчетном режиме потери трения, зависящие от  $Re$  и  $\bar{k}_{ш}$ , составляют 70%. Остальные 30% — это вихревые потери, на которые  $Re$  и  $\bar{k}_{ш}$  не влияют.

Изменение параметров расчетного натурального ПЦК по сравнению с модельным определяют следующие соотношения:

– потеря КПД натурального и модельного ПЦК связаны соотношением:

$$\frac{\Delta \eta_{нат}}{\Delta \eta_{мод}} = \frac{1 - \eta_{нат}}{1 - \eta_{мод}} = \frac{0,3 + 0,7 \frac{\lambda_{нат}}{\lambda_{\infty}}}{0,3 + 0,7 \frac{\lambda_{мод}}{\lambda_{\infty}}}; \quad (7.7.16)$$

– коэффициент внутреннего напора:

$$\frac{\Psi_{iнат}}{\Psi_{iмод}} = 0,5 + 0,5 \frac{\eta_{нат}}{\eta_{мод}}; \quad (7.7.17)$$

– смещение расчетного режима по расходу:

$$\frac{\Phi_{\text{расч нат}}}{\Phi_{\text{расч мод}}} = \sqrt{\frac{\Psi_{i \text{ расч нат}}}{\Psi_{i \text{ расч мод}}}}. \quad (7.7.18)$$

Входящие в эти формулы коэффициенты потерь определяются соотношениями в зависимости от критерия Рейнольдса и относительной шероховатости. При этом за характерное число Рейнольдса принимается:

$$\text{Re}_b = \frac{u_2 b_2}{\mu} \rho_0^* = \text{Re}_u \bar{b}_2, \quad (7.7.19)$$

т.е. за характерный линейный размер принимается высота лопаток на выходе из РК  $b_2$ .

Шероховатость так же относится к высоте лопаток  $b_2$ . В расчет принимается средняя высота неровностей:

$$Ra = \frac{k_u}{2}, \quad \bar{Ra} = \frac{Ra}{b_2}. \quad (7.7.20)$$

Входящие в формулы пересчета характеристик коэффициенты трения:

– коэффициент трения при предельном значении  $\text{Re}_b = \infty$ :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_\infty}} = 1,74 - 2 \lg \left( 2 \frac{Ra}{b_2} \right); \quad (7.7.21)$$

– коэффициент трения модельного компрессора:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{мод}}}} = 1,74 - 2 \lg \left( 2 \bar{Ra} + \frac{18,7}{\text{Re}_{b \text{ мод}} \sqrt{\lambda_{\text{мод}}}} \right); \quad (7.7.22)$$

– коэффициент трения натурального компрессора:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{нат}}}} = 1,74 - 2 \lg \left( 2 \bar{Ra} + \frac{18,7}{\text{Re}_{b \text{ нат}} \sqrt{\lambda_{\text{нат}}}} \right). \quad (7.7.23)$$

Стандарт ISO 5389:1991(E) ограничивает область применения изложенной методики пересчета характеристик соотношениями критериев Рейнольдса модельного и натурального компрессоров, показанными на рис. 7.7.14.

Если речь идет о пересчете безразмерных характеристик испытанных на воздухе модельных ступеней, то характерные для них значения

$Re_u \approx 5 \div 6 \cdot 10^6$ . При относительной высоте лопаток модельных ступеней  $b_2 / D_2 \approx 0,04$  для среднерасходных ПЦК среднего давления это эквивалентно  $Re_b \approx 2 \div 2,5 \cdot 10^5$ . Для малорасходных модельных ступеней ПЦК высокого давления  $Re_b \approx 10^5$ .

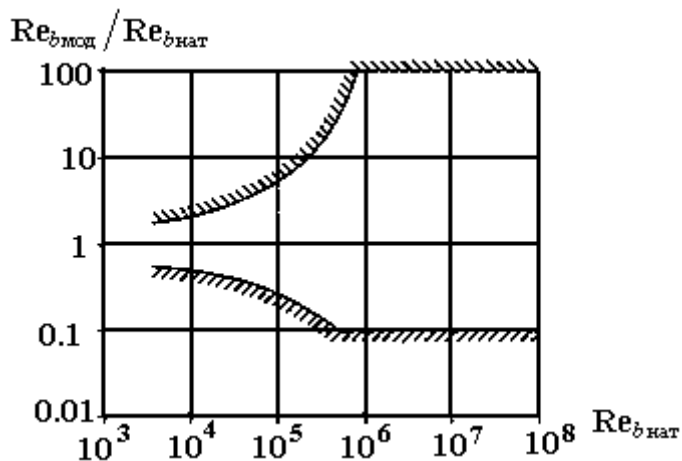


Рис. 7.7.14. Допустимый диапазон пересчета характеристик модельных испытаний на натурные условия (приложение к Международному стандарту ISO 5389:1991(E)

В соответствии с границей применимости метода, характеристики таких модельных ступеней можно пересчитывать при  $\frac{Re_{b\text{мод}}}{Re_{b\text{нат}}} \approx 0,4 \div 0,2$  и не менее 0,1 в любом случае.

В том случае, если  $Re_{b\text{мод}} > Re_{b\text{нат}}$ , то есть, испытания проведены при более высоких числах Рейнольдса, чем у натурального компрессора, зона пересчета практически не ограничена.

Обычная практика применения стандарта ISO 5389:1991(E) — это пересчет «воздушных» испытаний ПЦК на условия эксплуатации, как правило, при более высоких давлениях, т.е. при более высоких значениях критерия Рейнольдса, что обещает повышение КПД, расчетного расхода и полезного напора. Разумеется, производители ПЦК заинтересованы в применении методики пересчета, хотя бы в тех пределах, которые ограничены на рис. 7.7.14. Пример корректировки данных испытаний на натурные условия показан на рис. 7.7.15.

Подтверждая практическую значимость и целесообразности применения изложенной выше методики, следует указать на ее сугубо приближенный характер. Например, в основе пересчета — деление потерь трения и отрыва  $7/3$  на расчетном режиме. Можно полагать, что для ступеней разных типов это соотношение неодинаково. Из анализа рабочего процесса ясно, что в низконапорных ступенях доля потерь трения больше. Соотношение этих видов потерь не таково на нерасчетных режимах, но

методика допускает параллельный перенос модельных характеристик в соответствии с изменением положения расчетной точки.

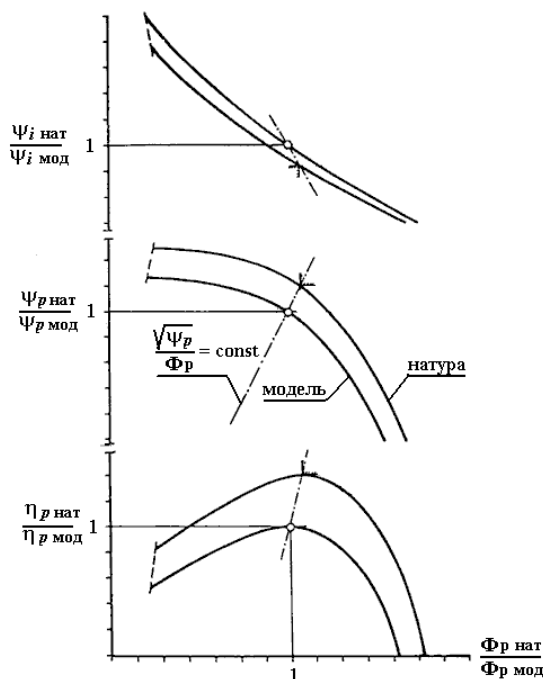


Рис. 7.7.15. Пример корректировки модельных характеристик на натурные условия. В обозначениях осей координат  $G_u = \text{нат}$ ,  $T = \text{мод}$ .  
(Международный стандарт ISO 5389:1991(E))

Использование аналогии с потерями трения в трубе характерно не только для изложенной методики, но и для ряда формул, предложенных другими авторами. Строго говоря, такой подход неправомерен. Течение в трубе развитое, то есть, в нем отсутствует невязкое ядро потока. Это не так для проточных частей средне- и высокорасходных ступеней, по крайней мере, для их рабочих колес. В силу описанных выше особенностей, на основном и покрывающем дисках пограничные слои очень тонкие. В направлении между лопатками измерения также показывают четкое разделение потока на вязкую и невязкую часть.

Из этого следует, что принципиально правильным может быть подход к оценке роли критерия Рейнольдса и относительной шероховатости по аналогии с обтеканием пластинки внешним потоком. В разделе 5.8 на рис. 5.8.13 показана диаграмма зависимости коэффициента силы сопротивления от критерия Рейнольдса  $Re_w = \frac{w_\infty l}{\mu} \rho$  и  $\frac{l}{k_{ш}}$  — величины, обратной относительной шероховатости:

$$C_f = F_{тр} / \left( \rho \frac{w_\infty^2 l}{2} \right) \left( \frac{1}{M} \right), \quad (7.7.24)$$

– коэффициент силы сопротивления трения пластинки шириной 1 м.

В Методе универсального моделирования учет влияния  $Re_w, l/k_u$  на газодинамические характеристики сделан на этой основе. Так как в Методе потери напора рассчитываются с учетом их деления по месту возникновения и по физической природе, нет необходимости в грубых упрощениях, используемых в методике, описанной выше. Пример расчета в области, где поверхности гидравлически гладкие, показан на рис. 7.7.16.

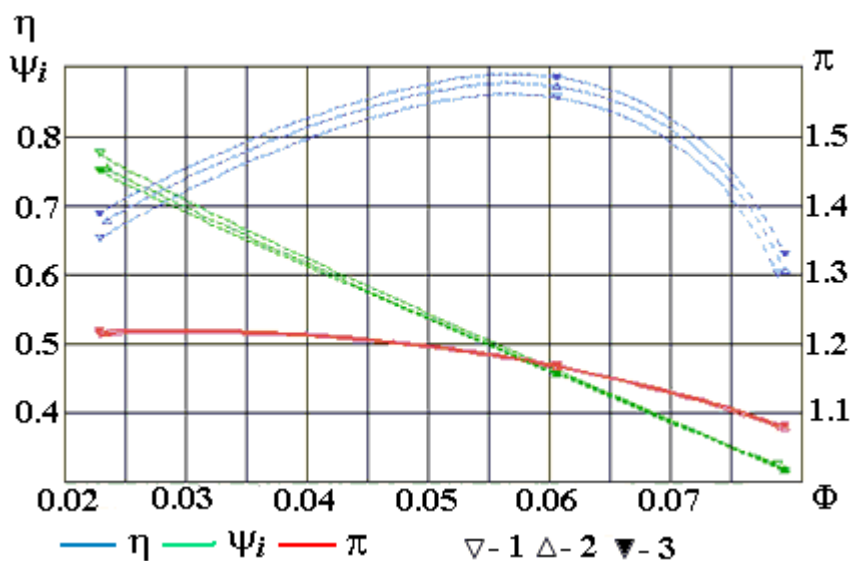


Рис. 7.7.16. Влияние условного числа Рейнольдса на безразмерные характеристики ступени с БД:

1 —  $Re_u = 5 \cdot 10^6$ ; 2 —  $Re_u = 5 \cdot 10^7$ ; 3 —  $Re_u = 5 \cdot 10^8$

## 7.8. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СТУПЕНЕЙ

**Цели изменения характеристик.** Главным недостатком ТК, в частности и центробежных компрессоров, является снижение КПД при нерасчетных режимах, т.е. при  $\Phi \ll \Phi_{расч}$ . В лопаточных аппаратах РК, ЛД и ОНА это происходит из-за того, что при уменьшении расхода лопаточные аппараты обтекаются с положительным углом атаки, а при увеличении расхода — с отрицательным углом атаки. В результате при увеличенном расходе полезный напор уменьшается быстрее естественного снижения напора в связи с наклоном напорной характеристики. При уменьшенном расходе полезный напор сначала растет не так быстро, как растет теоретический напор, а затем начинает уменьшаться, что вызывает недопустимое явление помпажа.

Практически важная задача — расширение зоны экономической и устойчивой работы ступени. Речь идет о том, что при изменении состояния сети, требующей большего или меньшего расхода газа, характеристика ступени менялась бы таким образом, чтобы на новом режиме экономичность ступени была как можно большей, а граница помпажа и максимального расхода удалялись от расчетного режима.

Изменение безразмерных характеристик возможно за счет изменения формы проточной части. Логичный путь — изменение углов установки лопаточных аппаратов в соответствии с изменением треугольников скоростей при изменении расхода, или изменение поперечного сечения каналов. В центробежной ступени в зависимости от схемы присутствуют следующие лопаточные аппараты:

- концевая ступень с БЛД — один лопаточный аппарат рабочего колеса;
- то же с ЛД — лопаточные аппараты рабочего колеса и диффузора;
- промежуточная ступень с БЛД — лопаточные аппараты рабочего колеса и ОНА;
- промежуточная ступень с ЛД — все три лопаточных аппарата.

Поворот лопаток рабочих колес центробежных компрессоров РК практически неприменим. Изменение формы неподвижных элементов менее проблемно:

- поворот лопаток диффузора находит применение и будет рассмотрен ниже;

- поворот лопаток ОНА изучался экспериментально на кафедре КВХТ с положительными результатами, но из-за конструктивных сложностей перспективы использования такого способа невелики;

- как известно, в БЛД ударных потерь нет, но при  $\Phi < \Phi_{\text{расч}}$  снижение его эффективности происходит из-за уменьшения угла абсолютной скорости. Автором предложен и запатентован способ улучшения работы ступени. При  $\Phi < \Phi_{\text{расч}}$  следует производить уменьшение ширины БЛД. Напомним, что при уменьшении ширины БЛД угол потока в нем растет. Испытания модельной ступени с комбинированным диффузором «БЛД с  $D_3/D_2 = 1,40 + \text{ЛД}$ » при разных значениях  $b_3 < b_2$  показали смещение характеристик влево, и даже практическое исчезновение помпажа при очень малой ширине безлопаточной части диффузора. Практического применения такая схема пока не нашла.

Соответствующее изменение формы ПЧ неподвижных элементов уменьшает потери в них на нерасчетных расходах. При этом увеличивается полезный напор  $\psi_p = f(\Phi) = \psi_i \eta$  при  $\Phi \neq \Phi_{\text{расч}}$ . Характеристика КПД становится более пологой, зона работы ступени расширяется. Изменение напорной характеристики  $\psi_i = f(\Phi)$  при этом не происходит.

Для смещения напорной характеристики и характеристики КПД РК нужно воздействовать на само рабочее колесо.

У некоторых центробежных вентиляторов для изменения характеристик РК применяются схемы, показанные на рис. 7.8.1.

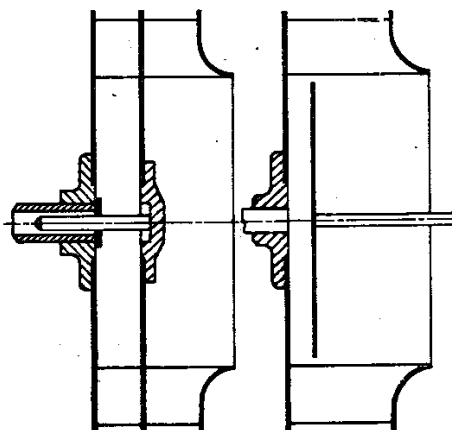


Рис. 7.8.1. Рабочее колесо с передвижными дисками [4]

В схеме слева при перемещении основного диска активная высота лопаток уменьшается, характеристика напора и КПД РК смещается в сторону меньших расходов. Более простая, но менее эффективная схема справа уменьшает не высоту лопаток, но проходное сечение активной части потока на входе в РК.

**Изменение закрутки потока на входе в РК.** Практическое применение во всех типах ЦК находит принцип создания предварительной закрутки потока на входе в РК в зависимости от режима работы ступени. Как известно, теоретический напор и коэффициент теоретического напора определяются уравнением Эйлера:

$$h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1, \quad \psi_T = \frac{h_T}{u_2^2} = \bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1}\bar{D}_1 = (1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2) - \varphi_0 \operatorname{ctg} \alpha_0 \cdot \bar{D}_1.$$

На расчетных режимах ступени ЦК, как правило, не имеют предварительной закрутки. В сечении «1» на входе на лопатки поток движется в меридиональной плоскости, угол потока  $\alpha_1 = 90^\circ$ . При выходе потока из РК с углом  $\beta_2 < 90^\circ$  уменьшение расхода ( $\varphi_2 < \varphi_{2\text{расч}}$ ) ведет к росту коэффициента теоретического напора. Для того, чтобы напорная характеристика сместилась в сторону меньших расходов, на входе нужно создать положительную закрутку  $c_{u1} > 0$ , которая получается, если поток направлен под углом  $\alpha_1 < 90^\circ$ . При расходе больше расчетного, для поддержания уменьшающегося теоретического напора нужно создать отрицательную закрутку  $c_{u1} < 0$  при  $\alpha_1 > 90^\circ$ . Входные треугольники при положительной и отрицательной закрутке показаны на рис. 7.8.2.

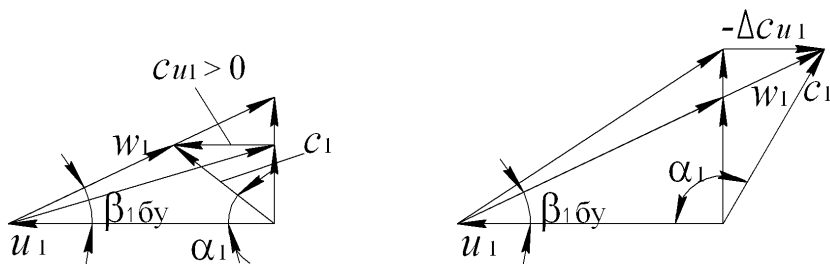


Рис. 7.8.2. Входные треугольники скоростей при создании положительной (слева) и отрицательной (справа) закрутки потока на входе

Так как угол потока в относительном движении равен  $\beta_1 = \arctg \frac{\varphi_1}{D_1 - \bar{c}_{u1}}$ , при введении положительной закрутки при том же расходе угол входа потока увеличивается, т.е. приближается к условию безударного входа на режимах с  $\varphi_1 < \varphi_{2\text{расч}}$ . На режимах с  $\varphi_2 > \varphi_{2\text{расч}}$  для приближения к условию безударного входа надо придавать потоку отрицательную закрутку.

Таким образом, введение положительной закрутки потока на входе в РК одновременно смещает в сторону меньших расходов и напорную характеристику, и режим безударного входа в РК. Введение отрицательной закрутки дает противоположный эффект. Примеры изменения характеристик ступеней ЦК с помощью предварительной закрутки потока рассмотрены ниже.

Для создания закрутки, требуемой в тот или иной момент эксплуатации ЦК, применяются входные направляющие аппараты с поворотными лопатками. Перед РК с осевым подводом возможно применение осевых ВхПНА, у типичных ПЦК — радиальные ВхПНА — рис. 7.8.3. Поворотные лопатки на нерасчетном режиме обтекаются с углом атаки, что ведет к росту их сопротивления. По данным кафедры КВХТ разрезные лопатки с не поворачивающейся первой половиной (рис. 7.8.4) повышают КПД на режимах регулирования.

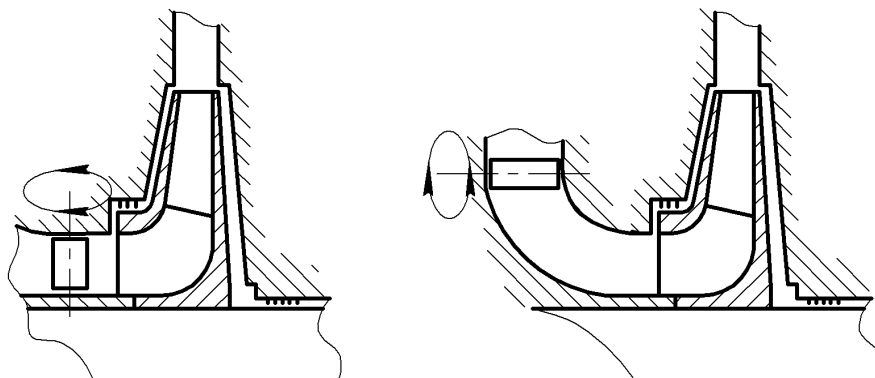


Рис. 7.8.3. Схема установки входного поворотного направляющего аппарата: слева — с осевым подводом газа; справа — с радиальным подводом газа



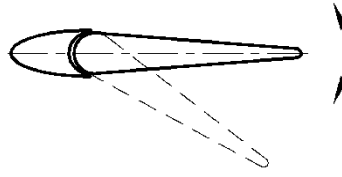


Рис. 7.8.4. Разрезная лопатка для создания предварительной закрутки.  
Входная часть лопатки неподвижна

На рис. 7.8.5 и 7.8.6 показано изменение характеристик промежуточной ступени с ЛД и с БЛД при повороте лопаток ПНА, соответствующим углам потока  $\alpha_0 = 120^\circ, 105^\circ$  (отрицательная закрутка),  $90^\circ$  (нулевая закрутка),  $75^\circ, 60^\circ, 45^\circ$  (положительная закрутка).

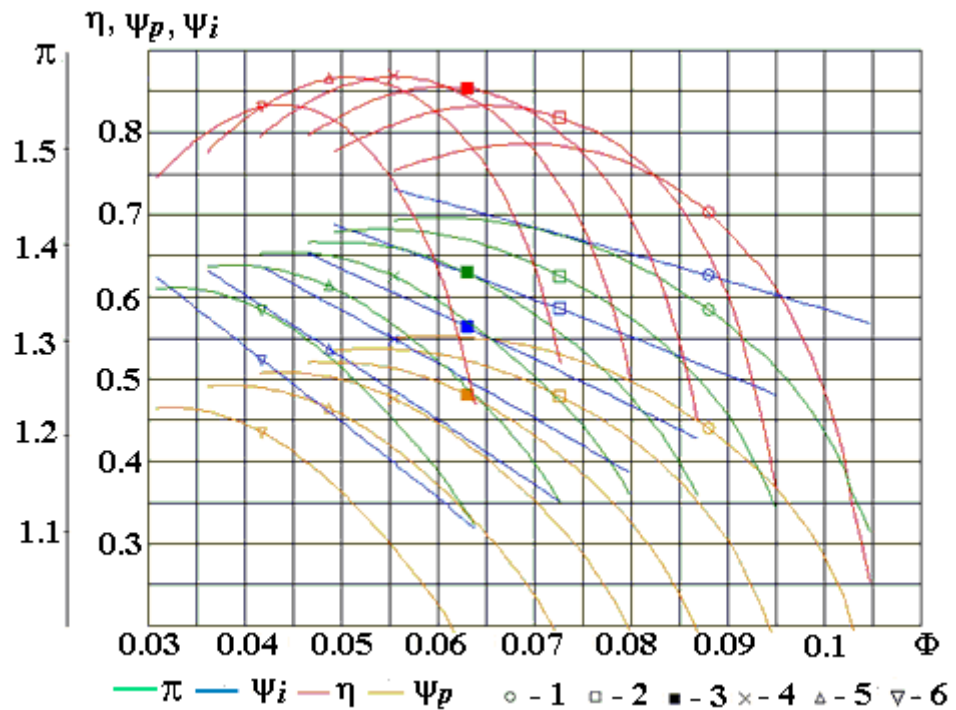


Рис. 7.8.5. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА поворотом лопаток входного направляющего аппарата.  $M_u = 0,70$ .  
Расчет Методом универсального моделирования

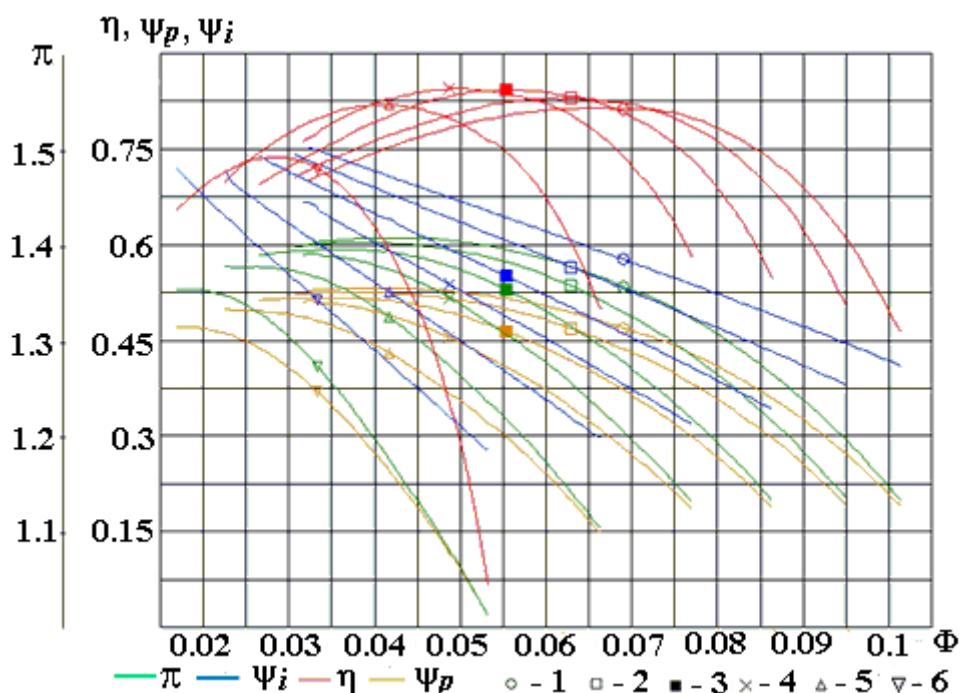


Рис. 7.8.6. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + БЛД + ОНА поворотом лопаток входного направляющего аппарата.  $M_u = 0,70$ .

Расчет Методом универсального моделирования

Примеры показывают большую эффективность изменения характеристик введением положительной закрутки на входе в РК. Из-за уменьшения скорости  $w_1$  при  $c_{u1} > 0$  даже есть тенденция повышения КПД ступени, подтвержденная экспериментально на кафедре КВХТ. Наоборот, сдвигка характеристик в сторону большего расхода ведет к быстрому снижению КПД из-за роста скорости на входе в РК при отрицательной закрутке.

В сторону уменьшения производительности лопатки можно повернуть очень сильно, перекрывая почти все сечение. При повороте лопаток создается большое сопротивление, от чего понижается плотность газа и снижается массовый расход. Этот дополнительный эффект дросселирования газа на всасывании усиливает сдвигку характеристик в сторону меньшей производительности. Наоборот, эффект дросселирования препятствует увеличению массового расхода при создании отрицательной закрутки. Возможности перемещения характеристик вправо ограничены как быстрым снижением КПД из-за роста относительной скорости в РК, так и дросселированием газа в ПНА.

**Изменение угла установки лопаток диффузора.** Пример устройства для поворота лопаток диффузора представлен на рис. 7.8.7. Поворот лопаток в процессе работы ЦК осуществляется сервомотором по сигналу датчиков, регистрирующих изменения в состоянии сети. Назначение устройства — обеспечить преимущество ступени с ЛД над менее экономичной ступенью с

БЛД, не только вблизи расчетной точки, но во всем возможном диапазоне расходов.

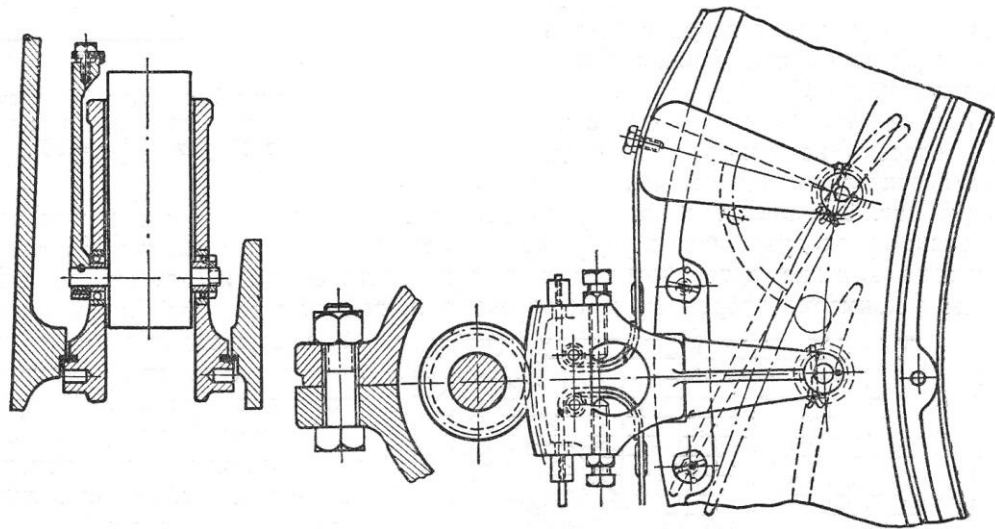


Рис. 7.8.7. Конструктивная схема устройства для поворота лопаток диффузора

На рис. 7.8.8 показаны характеристики ступени с БЛД. На рис. 7.8.9 приведены характеристики ступени с ЛД на те же параметры в расчетной точке, но с различными углами установки лопаток. На расчетном режиме угол входа на лопатки ЛД равен  $\alpha_{л3} = 23^\circ$ . На рисунке показаны так же характеристики этой ступени при повороте лопаток ЛД в сторону уменьшения входного угла ( $\alpha_{л3} = 18^\circ$  и  $13^\circ$ ), и в сторону его увеличения ( $\alpha_{л3} = 28^\circ$  и  $33^\circ$ ).

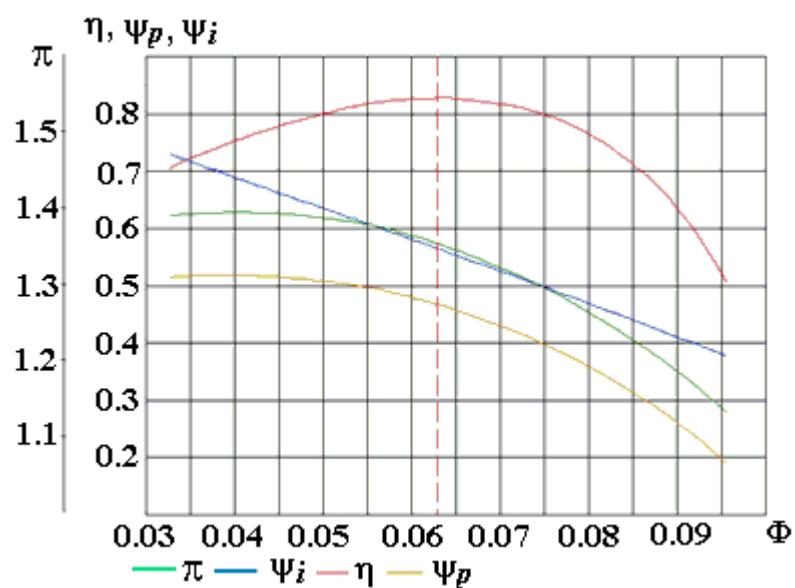


Рис. 7.8.8. Характеристики промежуточной ступени РК + БЛД + ОНА.  $M_u = 0,70$ . Расчет Методом универсального моделирования

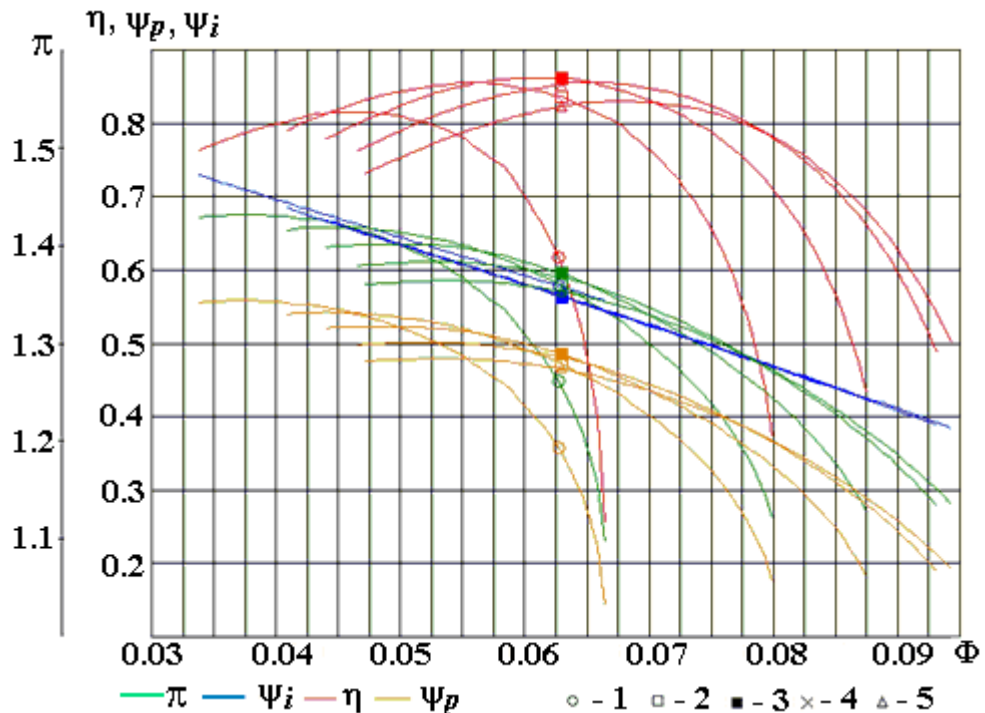


Рис. 7.8.9. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА поворотом лопаток диффузора.  $M_u = 0,70$ .

Линии №№ 1 – 5 соответствуют углам  $\alpha_{13}$  от 33 до 13 град. Расчет Методом универсального моделирования

Сопоставление характеристик ступеней с БЛД и с ЛД при расчетном угле установки ЛД:

- разница в КПД на расчетном режиме примерно 2,5% в пользу ступени с ЛД;

- КПД ступени с ЛД без поворота лопаток выше 80% в диапазоне  $\Phi = 0,045 \div 0,073$ . За пределами этого диапазона ступень с БЛД эффективнее;

- граница помпажа ступени с ЛД без поворота лопаток соответствует  $\Phi_{кр} = 0,0475$ , в то время как у ступени с БЛД  $\Phi_{кр} = 0,0375$ ;

- КПД ступени с БЛД снижается до 50% при  $\Phi = 0,0955$ , а у ступени с ЛД без поворота лопаток — при  $\Phi = 0,086$ .

Более широкая зона работы является серьезным преимуществом ступени с БЛД, которое она утрачивает, если лопатки ЛД могут менять угол установки в процессе работы. При повороте лопаток ЛД эта ступень работоспособна в том же диапазоне расходов, что и ступень с БЛД, но имеет более высокий КПД.

Зависимости коэффициентов потерь  $\zeta = f(\Phi)$  элементов ступени с поворотными лопатками диффузора показаны на рис. 7.8.10.

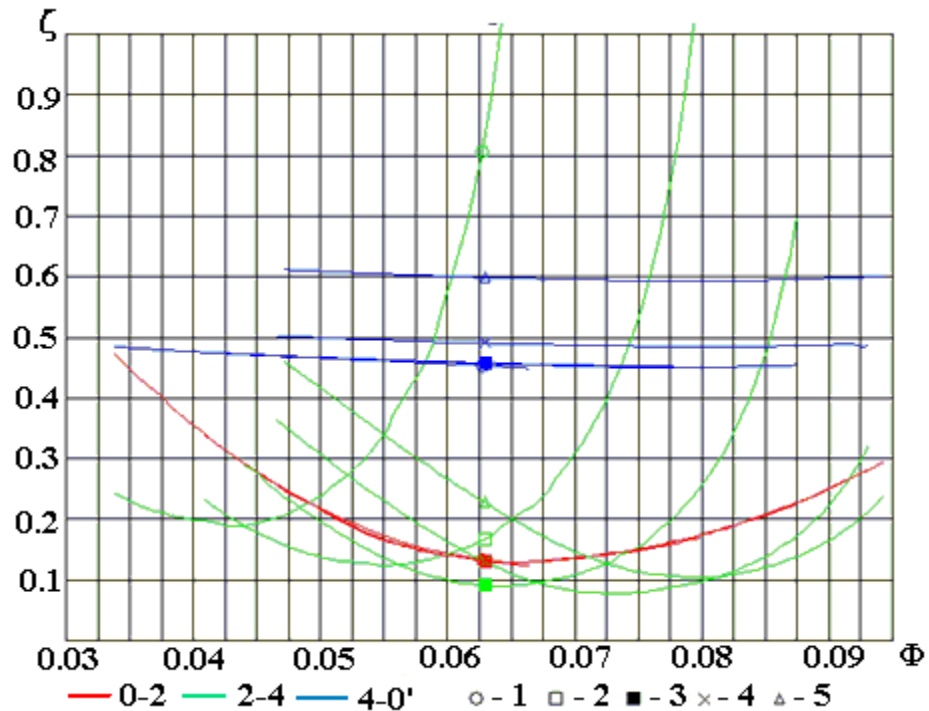


Рис. 7.8.10. Зависимости  $\zeta_{\text{РК}}, \zeta_{\text{ЛД}}, \zeta_{\text{ОНА}} = f(\Phi)$  промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА с поворотными лопатками диффузора в диапазоне  $\alpha_{\text{вз}} = 13 - 33^\circ$ .  $M_u = 0,70$ . Расчет Методом универсального моделирования

При повороте лопаток ЛД характеристики  $\zeta_{\text{ЛД}} = f(\Phi)$  смещаются относительно расчетного режима, что и вызывает изменение характеристик ступени.

Устройство для поворота лопаток усложняет и удорожает конструкцию. Загрязнение проточной части может привести к заклиниванию механизма поворота. Если точка приложения аэродинамической силы не совпадает с осью вращения, механизм поворота должен преодолевать возникающий момент. Поворотные лопатки устанавливаются в корпусе с зазором, отчего возникают концевые потери. В приведенных выше примерах расчетов Методом универсального моделирования возможные отрицательные эффекты не учитываются.

В ПЦК поворотные лопатки ЛД применяются редко. Чаще их применяют в одноступенчатых ЦК турбонаддува крупных ДВС.

**Изменение характеристик изменением предварительной закрутки на входе и поворотом лопаток ЛД.** Возможности изменения характеристик ступеней с ЛД расширяются при комбинации двух описанных способов. Разумеется, при реализации такого метода изменение положения лопаток ПНА и ЛД происходит одновременно и согласованно. Хотя наличие двух механизмов поворота усложняет и удорожает конструкцию, хороший эффект от согласованного поворота ПНА и лопаток диффузора делает такое решение привлекательным в случае особенно высоких требований сети к ширине зоны работы ЦК.

## 8. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

### 8.1. ПРИЧИНЫ ПРИМЕНЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

**Недостаточность теоретического напора одной ступени.** Многоступенчатый ТК – это компрессор, в котором газ последовательно поступает из одной ступени в другую. Ряд таких машин представлен на рисунках в ч. 1.3. Основная причина применения последовательного сжатия – невозможность получить заданное конечное давление в одной ступени.

Например, требуется воздушный осевой компрессор с отношением давлений  $\pi=6,5$ . При начальной температуре 293К и высоком политропном

КПД 90% необходимая удельная работа равна  $H_T = \frac{k}{k-1} RT_n \left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right) =$

238900 Дж/кг. На рис. 6.8.2 приведены характеристики модельной ступени К-50-1. При максимальной окружной скорости 280 м/с на режиме максимального КПД ее коэффициент теоретического напора равен  $\psi_{Tn} = \bar{c}_{u2n} - \bar{c}_{u1n} = 0,225$  (на графиках для модельных ступеней в разделе 6.8 приведены удвоенные значения). При этих условиях ее теоретический напор равен  $h_T = \psi_{Tn} u_n^2 = 17640$  Дж/кг. Если все последовательно расположенные ступени развивают такой же напор, для получения заданного отношения давлений потребуется  $z_{cm} = \frac{H_T}{h_T} \approx 14$  ступеней.

У осевых компрессоров с большим отношением давлений число ступеней может достигать трех десятков. Центробежные ступени имеют более высокие коэффициенты напора, и могут работать при больших окружных скоростях. Но и их количество в промышленных ЦК может достигать двух десятков и более при необходимости получить большое отношение давлений (в трех – четырех отдельных корпусах, как на рис. 1.3.10).

**Оптимизация безразмерного числа оборотов ступеней.** Вторая причина применения двух – трех ступеней ЦК вместо одной может быть связана с желанием обеспечить оптимальное безразмерное число оборотов

ступеней  $K_n = 2\sqrt{\pi} * n \frac{(\bar{V}_0^*)^{0,5}}{h_T^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\psi_T^{0,75}}$  – (формула 5.5.1). Это актуально,

когда задана ограниченная скорость вращения ротора. Например, у типичного линейного нагнетателя природного газа с небольшим отношением  $\pi=1,44$  теоретический напор имеет порядок 48000 Дж/кг. При типичном

коэффициенте напора ступеней таких нагнетателей  $\psi_{T_{расч}} = 0,50$  при одной ступени потребовалась бы окружная скорость 310 м/с, что при скорости вращения 5200 об/мин соответствует диаметру РК примерно 1,15 м.

Условный коэффициент расхода такого РК при объемной производительности 7,5 м<sup>3</sup>/с равен  $\Phi_{расч} \approx \frac{4\bar{V}_H}{\pi D_2^2 u_2} \approx 0,023$ . Известно, что центробежные ступени с  $\Phi_{расч} < 0,045 - 0,050$  не могут иметь высокий КПД. К тому же очень большой диаметр РК вызывает конструктивные сложности и эксплуатационные неудобства, особенно, когда речь идет о компрессорах высокого давления. Подобные машины делают двухступенчатыми, иногда трехступенчатыми, именно для обеспечения оптимальной быстроходности ступеней, что способствует получению высокого КПД и приемлемых радиальных размеров.

**Необходимость промежуточного охлаждения.** Так называемые воздушные центробежные компрессоры общего назначения, с отношением давлений  $\pi = 8,0 - 10,0$  (обслуживание пневматических систем и некоторых технологических процессов) гипотетически было бы возможно сделать одноступенчатыми с применением форсированных сверхзвуковых ступеней. Одной из причин нерациональности такого решения явилась бы невозможность осуществить промежуточное охлаждение воздуха для уменьшения работы сжатия. Для охлаждения газ выводится из проточной части и его температура понижается в специальных теплообменниках (подробнее – в разделе 8.7). Промежуточное охлаждение применяется во многих случаях, не только в воздушных ЦК.

**Многопоточные ТК.** В многопоточных ТК сжатие газа осуществляется в параллельно работающих проточных частях. Если быстроходность ступеней ТК выходит за верхние пределы, заданный расход газа можно разделить на два (редко более двух) параллельных потока. Пример на рис. 1.3.6 а демонстрирует наиболее типичное решение для одноступенчатого центробежного компрессора. По такой же схеме выполнялись центробежные компрессоры первых турбореактивных двигателей боевых самолетов середины прошлого столетия (Нин Роллс-Ройс – Великобритания, РД-45, ВК-1 - СССР и др.) – рис. 8.1.1.

Двухпоточное исполнение уменьшает радиальные размеры в отношении  $\sqrt{2}$ , что жизненно важно для авиационных ТРД. Это важно и для больших промышленных ЦК, транспортировка которых к месту эксплуатации может быть очень затруднена. Многопоточные ТК могут быть и многоступенчатыми.

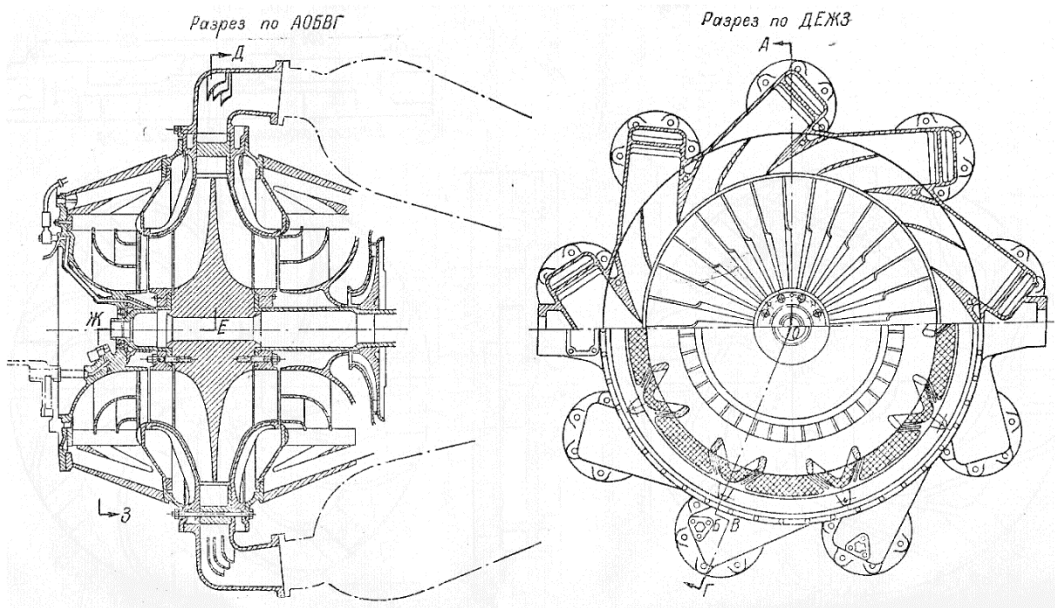


Рис. 8.1.1. Двухпоточный одноступенчатый центробежный компрессор турбореактивного двигателя середины 20 в.

Организация рабочего процесса многопоточных ТК в принципе не отличается от однопоточных машин, и далее отдельно не рассматривается.

## 8.2. СХЕМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

**Общие положения.** По мере сжатия газа в прочной части объемный расход уменьшается пропорционально росту плотности газа  $\bar{V}_i = \frac{\bar{m}}{\rho_i}$ , где  $i$  – номер ступени в проточной части. Объемный расход перед рабочим колесом ступени равен  $\bar{V}_i = \frac{\bar{m}}{\rho_i} = c_{zi} f_i = \varphi_i u_i 2\pi r_i l_i = \omega \varphi_i 2\pi r_i^2 l_i$ , или

$$\frac{\bar{V}_i}{\bar{V}_1} = \frac{\varphi_i r_i^2 l_i}{\varphi_1 r_1^2 l_1} \quad (8.2.1)$$

где  $l_i = (r_n - r_{em})_i$  – высота лопатки рабочего колеса,  $r_i = 0,5(r_n + r_{em})_i$  – среднеарифметический расчетный радиус.

Уменьшение высоты лопаток по отношению к первой ступени:



$$\frac{l_i}{l_1} = \frac{\rho_1 \varphi_1 \left( \frac{r_1}{r_i} \right)^2}{\rho_i \varphi_i} = \frac{\rho_1 \varphi_1 \left( \frac{r_{1н} + r_{1см}}{r_{iн} + r_{iсм}} \right)^2}{\rho_i \varphi_i}. \quad (8.2.2)$$

Уменьшение объемного расхода ступеней, последовательно расположенных на одном валу и вращающихся с одинаковой частотой  $\omega$  можно осуществить:

– за счет уменьшения осевой скорости, что ведет к уменьшению коэффициента расхода. На рис. 6.8.2 – 6.8.4 представлены достаточно типичные примеры модельных характеристик ступеней ОК. Коэффициенты расхода  $\varphi_{нрасч} = \frac{c_{zcp}}{u_n} \approx 0.40$  близки к минимальному пределу. Чем меньше коэффициент расхода, тем меньше угол выхода потока  $\beta_2$ . Это увеличивает коэффициент потерь (формула (6.3.10)). Снижение осевой скорости по длине проточной части обычно делается, но в ограниченных пределах. Этого недостаточно для снижения объемного расхода, как того требует формула (8.2.1),

– за счет уменьшения высоты лопаток  $l_i$  последовательно расположенных ступеней. Уменьшение высоты лопаток с ростом номера ступеней всегда делается в промышленных и транспортных ОК.

В соответствии со способом изменения высоты лопаток различаются два основных типа проточной части (рис. 8.2.1):

– с постоянным наружным диаметром  $D_n = const$ , за счет увеличения диаметра втулки, что сопровождается увеличением среднего расчетного диаметра,

– с постоянным диаметром втулки  $D_{см} = const$ , за счет уменьшения наружного диаметра, при котором происходит уменьшение среднего расчетного диаметра.

Оба типа проточной части различаются газодинамическими и конструктивно-технологическими свойствами, определяющими области применения.

У проточной части с  $D_n = const$  уменьшение высоты лопатки с ростом номера ступени более сильное, чем при  $D_{см} = const$ . При значительном отношении давлений уменьшение высоты лопаток препятствует получению

высокого КПД. В разделе 6 показано, что потери на ограничивающих поверхностях (включая вторичные) растут с уменьшением удлинения лопаток  $l/B$ . Это отношение у коротких лопаток концевых ступеней не может быть большим, так как в противном случае их хорда была бы слишком маленькой. Число лопаток растет с уменьшением хорды:  $z = \frac{2\pi r_i}{(0,7-1,0)B}$ , где  $= (0,7 - 1,0) = t/B$  – рекомендованное значение относительного шага.

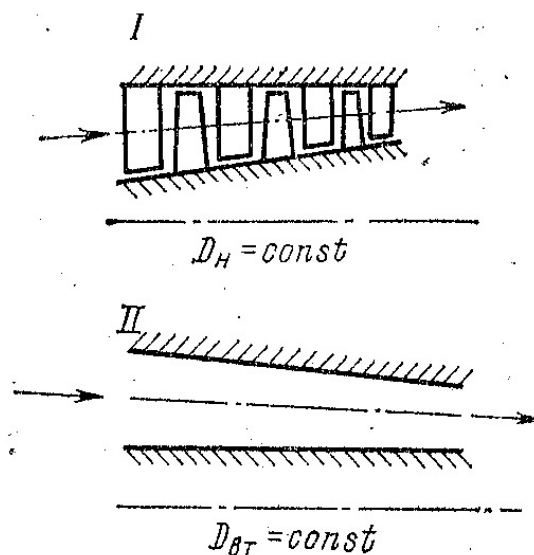


Рис. 8.2.1. Два основных типа проточной части осевого компрессора

Прочность лопаток маленьких сомнительна. Есть опасность выхода за критическую границу числа Рейнольдса (формула (6.5.9)). Поэтому при сильном уменьшении высоты лопаток по сравнению с первой ступенью приходится применять малые удлинения  $l/B \approx 1,0$ . В этом случае КПД концевых ступеней пониженный. У коротких лопаток, вне зависимости от удлинения, больше относительная величина радиального зазора. Как известно, при  $\delta_r/l > 0,01$  следует опасаться быстрого роста потерь из-за перетекания газа с передней поверхности лопаток на заднюю поверхность. Таким образом, при значительном изменении плотности газа, проточная часть с  $D_{\theta T} = const$  может быть предпочтительной.

**Выбор типа проточной части при индивидуальном проектировании ступеней.** Если ступени ОК проектируются индивидуально (например, с первичным проектированием по испытаниям плоских решеток, описанным в разделе 6), нужно принимать во внимание разное изменение среднего расчетного радиуса у рассматриваемых типов проточной части. В проточной части с  $D_H = const$  расчетная окружная скорость растет с ростом

номера ступени, что позволяет подводить большую механическую работу и уменьшить число ступеней.

Расходная составляющая скорости в проточной части ОК равна или немного меньше значения расходной скорости у первой ступени  $c_{zi} \leq c_{z1}$ . Это значит, что при  $D_n = const$  коэффициенты расхода уменьшаются с ростом номера ступени. При прочих равных условиях меньшим коэффициентам расхода соответствуют меньшие коэффициенты напора. Расчеты показывают, что первая тенденция преобладает. Для примера по программе расчета многоступенчатых компрессоров кафедры КВХТ сопоставлены данные по ОК с параметрами  $\bar{m} = 120 \text{ кг/с}$ ,  $\pi = 13,5$ ,  $\varphi_n = 0,45$ ,  $\Omega = 0,50$ ,  $m = -1$  при исполнении с постоянным наружным и постоянным втулочным диаметром. Параметры ОК выбирались с расчетом, чтобы местное число Маха на лопатках РК 1-й ступени было примерно равно единице. То есть, сопоставляемые варианты представляют дозвуковые максимально форсированные ОК. Результаты представлены в таблице.

**Таблица 8.2.1**

**Сопоставление параметров ОК**

при проточной части  $D_n = const$  и  $D_{em} = const$

Тип ПЧ	Z	$D_n$ (м)	$B_{n.c.}$ (м)	$\nu$	n (об/мин)	$u_n$	$\eta$
$D_n = const$	16	1,37	0,032	0,626	3700	266	0,908
$D_{em} = const$	18	1,47	0,037	0,700	3600	277	0,911

Влияние типа проточной части в данном случае значительное. Скорость вращения у варианта с  $D_{em} = const$  пришлось уменьшить, иначе его втулочное отношение оказывается неприемлемо малым. Количество ступеней у него на 2 шт. больше, значительно больше наружный диаметр и несколько больше окружная скорость. Высокий КПД около 91% получен из-за того, что удлинение лопаток 1-й ступени принято большим – 4,0, а последней не очень малым – 1,15. Положительный момент варианта с  $D_{em} = const$  - большая величина хорды последней ступени и чуть более высокий КПД.

По конструктивно-технологическим особенностям ПЧ с  $D_{em} = const$  подходит мало форсированным промышленным ОК с роторами барабанного типа, выполняемыми из кованных заготовок – примеры на рис. 8.2.2, 8.2.3.

Цилиндрическая форма таких роторов проста. Выполнение проточной с  $D_n = const$  с такими роторами разумеется возможно – рис. 8.2.4. Правда ротор конической формы кажется нелогичным, хотя бы из-за большого количества металла, снимаемого при механической обработке кованой заготовки.

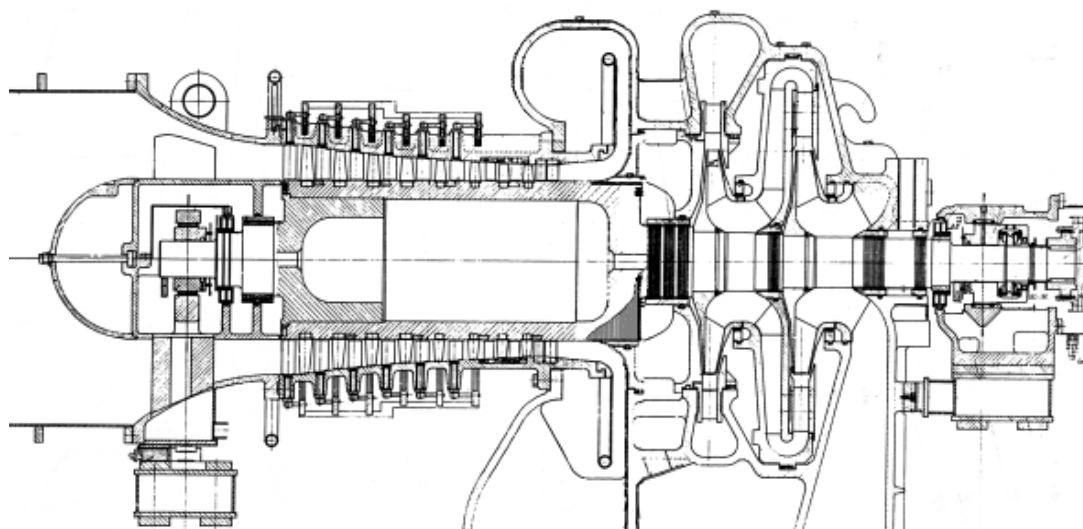


Рис. 8.2.2. Осецентрибежный компрессор КО-3000 (Невский завод) для блоков разделения воздуха с промежуточным охлаждением между осевой и центробежной частью (лопатки направляющих аппаратов осевого компрессора – поворотные).

#### Пример составного барабанного ротора

Корпуса промышленных ОК, как правило, выполняются из чугуновых отливок. Их коническая форма при проточной части  $D_{em} = const$  легко выполнима. По конструктивно – технологическим особенностям проточные части ОК с барабанными роторами почти всегда выполняются с постоянным втулочным диаметром.

Роторы транспортных ОК делают дисково-барабанными. На рис. 8.2.5 показан компрессор ТРД ВД-7М, [12]. Диски каждой ступени воспринимают центробежную нагрузку от рабочих лопаток, а их кольцевые наружные участки соединяются (механически или сваркой) образуя коническую или

цилиндрическую оболочку (барабан). Это придает ротору необходимую жесткость. При такой конструкции ротор с любым типом проточной части выполняется одинаково легко. Сварно-штампованным корпусам транспортных ОК также нетрудно придать любую нужную форму, поэтому на первый план выходят газодинамические и компоновочные соображения.

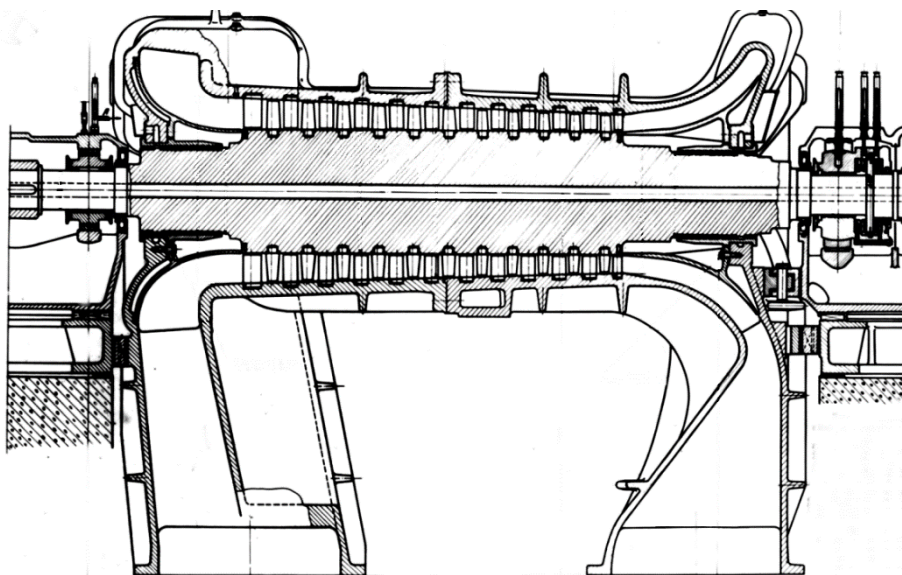


Рис.8.2.3. Компрессор высокого давления ГТ-700-12 (Невский Завод).  
Ротор барабанного типа из цельной поковки

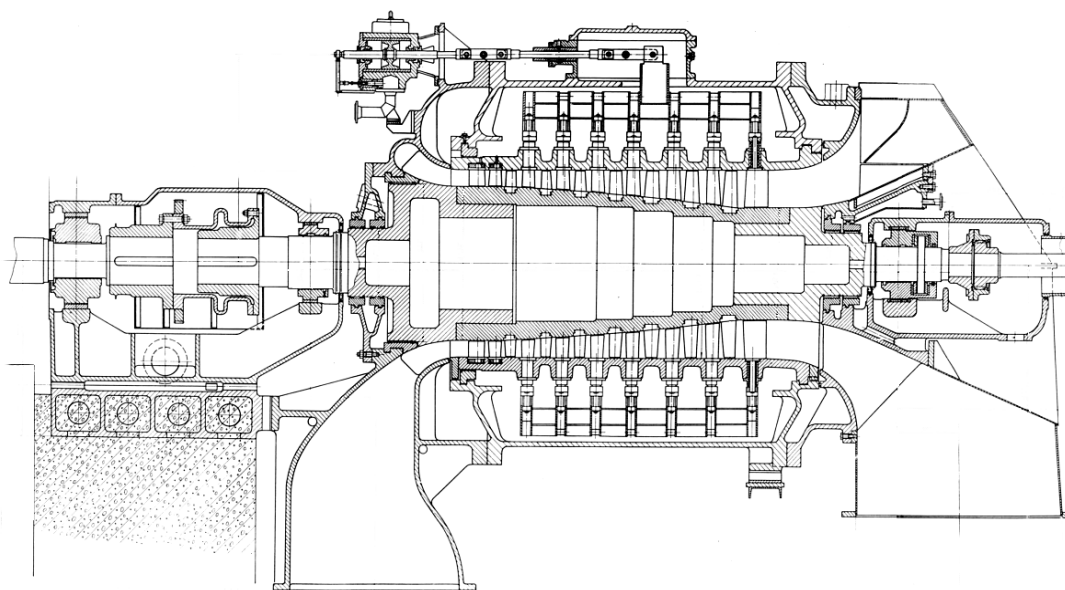


Рис.8.2.4. Цилиндр низкого давления доменного компрессора К-12600 (Невский завод). Составной ротор барабанного типа. Проточная часть с

$$D_n = const$$

На рис. 1.3.2 и 1.3.3 показаны разрезы турбореактивных двигателей с характерной для современных машин схемой. У двигателя на рис. 1.3.2 после компрессора низкого давления (слева от вертикального вала привода вспомогательных механизмов) воздух делится на два потока. Поток вдоль втулки идет на вход в компрессор высокого давления и далее в камеру сгорания, турбину высокого давления, турбину низкого давления (каждая из турбин приводит во вращение одноименный компрессор) и в реактивное сопло. Поток вдоль наружной поверхности движется в концентричном наружном канале в свое концентричное реактивное сопло, увеличивая тягу двигателя. У двигателя на рис. 1.3.3 основная тяга создается потоком воздуха, создаваемого периферийной частью длинных лопаток первых ступеней. Вентилятором у таких двигателей называют одну – три первые ступени, после которых поток разделяется на две части, подобно тому, как он разделялся в двигателе на рис. 1.3.2 после ОК высокого давления.

В связи с рассматриваемой темой обратим внимание на комбинированную форму проточной части компрессора на рис. 1.3.2. В первой части ОК низкого давления применена проточная часть с  $D_n = const$ . Затем тип проточной части меняется на  $D_{em} = const$ , что делается в угоду газодинамической целесообразности. У ОК высокого давления снова применена проточная часть с  $D_n = const$ . У компрессора на рис. 8.2.5 меридиональная форма ПЧ также комбинированная.

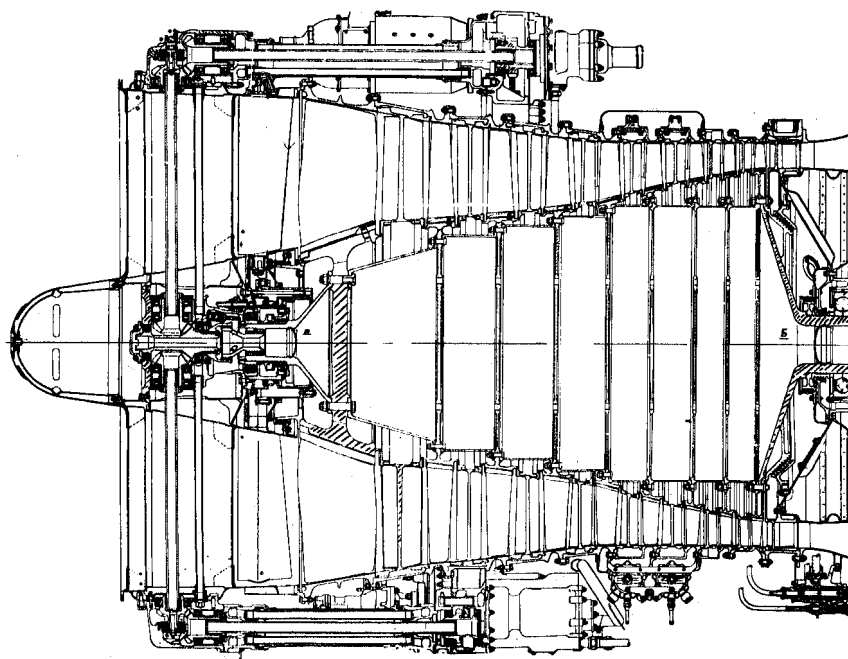


Рис. 8.2.5. Разрез осевого компрессора турбореактивного двигателя ВД-7М с проточной частью комбинированного типа

На рис. 8.2.6 показана схема двухконтурного двухвального ТРД с приводом вентилятора и компрессора низкого давления через редуктор от вала ОК высокого давления [6]. Форма проточной части его компрессора низкого давления выбрана из компоновочных соображений, так как внутри ротора расположен редуктор для его же привода.

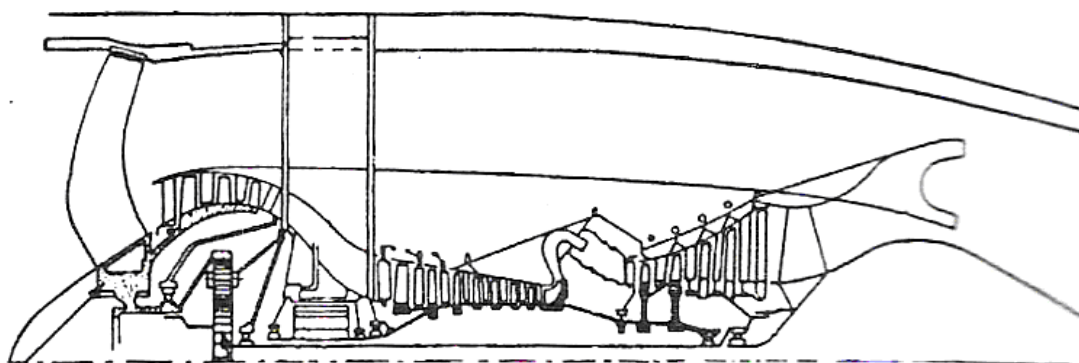


Рис. 8.2.6 Схема двухконтурного двухвального турбореактивного двигателя

**Специфика ПЧ, составленных из ступеней с постоянным расчетным диаметром.** Данные по модельным ступеням и методика газодинамического расчета, которые нашли применение в отечественной практике, представлены в [8]. Исходных модельных ступеней всего пять. Каждая испытана при нескольких значениях высоты лопаток. Варианты получены из исходной ступени укорочением высоты лопаток:

– со стороны периферии, что дает возможность составить проточную часть с  $D_{em} = const$ ,

– со стороны втулки, что дает возможность составить проточную часть с  $D_n = const$ .

Особенность выбора типа проточной части при этом связана с тем, что расчетный радиус  $r_p$ , который определяет напор ступени, не зависит от способа укорочения лопатки.

При подрезке с периферии у РК удаляются элементарные решетки с малой плотностью, слабо изогнутыми, относительно тонкими профилями. При такой подрезке  $D_n \rightarrow 2r_p$ .

При подрезке со стороны втулки у РК удаляются элементарные решетки с большой плотностью, сильно изогнутыми, более толстыми профилями. При такой подрезке  $D_{em} \rightarrow 2r_p$ .

Как известно, напор у всех элементарных решеток РК должен быть одинаков,  $h_T = f(r) = \psi_{Tp}(\omega r_p^2) = const$ . Так как величина расчетного радиуса не зависит от способа подрезки, тип проточной части ОК, составленной из производных модельной ступени, непосредственно на напор компрессора не влияет. Это одна специфическая черта.

Вторая специфическая черта – влияние типа проточной части на крутизну газодинамических характеристик. При типе проточной части с  $D_{em} = const$  рабочие лопатки последовательно расположенных ступеней все более толстые, а лопаточные решетки более густые. Газодинамические характеристики таких решеток более пологие. Это иллюстрирует, в частности, рис. 8.2.7.



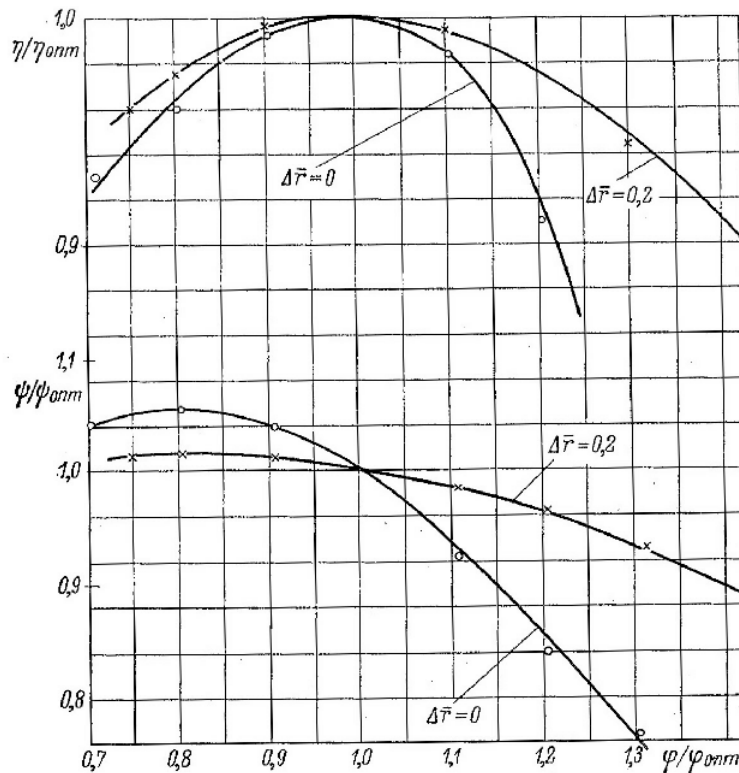


Рис. 8.2.7. Сопоставление формы характеристик исходной модельной ступени К-100-2Л ( $\Delta r = 0$ ) и ее варианта с лопатками, укороченными на 20% со стороны периферии ( $\Delta r = 0,2$ ) [8]

Очевидно также, что укороченные со стороны периферии более толстые лопатки РК прочнее. Более длинные лопатки концевых ступеней при  $D_{эм} = const$  должны способствовать уменьшению концевых потерь. В то же время сильно изогнутые толстые лопатки густых решеток могут иметь большие профильные потери. Влияние выбора проточной части с  $D_{эм} = const$ , или с  $D_n = const$  на КПД многоступенчатого компрессора зависит от конкретных параметров.

Если высота лопаток меняется в пределах проточной части относительно несильно, при проектировании с использованием модельных ступеней и их производных принимают одинаковой хорду лопаток всех ступеней. При этом стараются получить удлинение лопаток последнего РК не менее  $l/B \approx 1,0$ . Например, у компрессора ГТД ГТ-600-1.5 Невского завода (г.в. 1958, отношение давлений 3,5) одинаковая хорда лопаток  $B = 0,040 м$  у всех 16 ступеней. Удлинение лопаток последнего РК равно  $l/B = 1,19$ . У этого, и подобных компрессоров, все рабочие лопатки имеют

одинаковую форму и размеры, за исключением наружного диаметра. Это позволяет использовать при изготовлении одинаковые заготовки, один и тот же копир при механической обработке профилей на копируемых станках, один комплект контрольных шаблонов, и пр. В условиях небольшой серийности производства подобная унификация дает положительный эффект.

Если при одинаковой хорде лопаток их удлинение на последней ступени слишком мало, в пределах проточной части ступени разбиваются на две – три группы с одинаковыми хордами для частичной унификации. Например, у компрессора ГТНР-16 Невского завода (г.в. 1993, отношение давлений 7.0) хорда лопаток первой группы равна  $B = 0,094\text{ м}$ , а у последней –  $B = 0,055\text{ м}$ . При этом удлинение лопаток РК последней, тринадцатой ступени равно  $l/B = 1,08$ .

Приведенные примеры одновременно демонстрируют прогресс в повышении напорности ступеней. У компрессора 1993 г.в. вдвое большее отношение давлений достигается при числе ступеней на три меньше, чем у ОК 1958 г.в.

**Осецентрибежные компрессоры.** Один из способов избежать трудности, связанные с малой длиной концевых ступеней – это замена последних осевых ступеней ступенью центробежной. Пример показан на рис. 1.3.10. В данном случае по напору центробежная ступень (проект и отработка модельной ступени выполнены кафедрой компрессоростроения ЛПИ) заменяет три осевых ступени. Эффективность центробежной ступени меньше, чем обычно, из-за большого втулочного отношения и не оптимально большой осевой скорости на входе в РК. Оба обстоятельства вызваны необходимостью согласования с предшествующей осевой ступенью. Однако применение концевой центробежной ступени повышает КПД компрессора в целом, так как ее применение делает ненужным обычное выходное устройство ОК. Потери в ВУ обычного типа высоки, как показано ниже. Осевые размеры осецентрибежных ОК меньше, чем у ОК на те же параметры.

Осецентрибежные компрессоры с концевой центробежной ступенью применяются так же в ГТД средней и малой мощности, в том числе и в транспортных (вертолетные, танковые).

На рис. 8.2.2 показан осецентрибежный компрессор, в котором осевая и центробежная части разделены промежуточным охлаждением. В этом случае применение центробежных ступеней оправдано тем, что после газоохладителя объемный расход сильно уменьшается.

### 8.3. СХЕМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Как и у осевых компрессоров, уменьшение объемного расхода последующих ступеней требует уменьшения проходных сечений. Объемный расход уменьшается с ростом давления в проточной части. Из уравнения расхода, определяемого через условный коэффициент расхода, следует:

$$\bar{V}_i = \frac{\bar{m}}{\rho_{0i}^*} = \Phi_i \frac{\pi}{4} D_{2i}^2 u_{2i}. \quad (8.3.1)$$

Так как  $u_2 = \omega \frac{D_2}{2}$ :

$$\bar{V}_{i \text{ расч}} = \frac{\bar{m}_{\text{расч}}}{\rho_{0i \text{ расч}}^*} = \Phi_{i \text{ расч}} \frac{\pi}{8} D_{2i}^3 \omega_i. \quad (8.3.2)$$

Коэффициенты расхода последовательно расположенных ступеней по отношению к коэффициенту расхода первой ступени равны:

$$\Phi_{i \text{ расч}} = \Phi_{1 \text{ расч}} \frac{\rho_{01 \text{ расч}}^*}{\rho_{0i \text{ расч}}^*} \left( \frac{D_{21}}{D_{2i}} \right)^3 \frac{\omega_1}{\omega_i}. \quad (8.3.3)$$

Две рассматриваемые ниже схемы относятся к ЦК, рабочие колеса которых расположены на одном валу. Они вращаются с одинаковой окружной скоростью  $\omega_i = \omega_1$ .

**Схема проточной части с одинаковыми диаметрами рабочих колес.** Такая схема часто применяется в силу конструктивных и технологических преимуществ. Если окружная скорость ограничена соображениями прочности и надежности, то при такой схеме количество ступеней получается наименьшим.

При схеме  $D_2 = const$  коэффициенты расхода последовательно расположенных ступеней по отношению к коэффициенту расхода первой

ступени равны  $\Phi_{i\text{расч}} = \Phi_{1\text{расч}} \frac{\rho_{01\text{расч}}^*}{\rho_{0i\text{расч}}^*}$ , т.е. коэффициенты расхода ступеней  $\Phi_{i\text{расч}}$  уменьшаются с ростом их номера обратно пропорционально росту плотности газа на входе в ступень.

Влияние расчетного значения условного коэффициента расхода на форму проточной части и КПД центробежной ступени рассмотрено в ч. 7. У многоступенчатых ЦК значения  $\Phi_{i\text{расч}}$  конечных ступеней часто выходят за минимальные пределы, при которых может быть получен высокий КПД. Для примера рассмотрим промышленный воздушный компрессор с отношением давлений  $\pi=5$  кг/с и массовым расходом  $\bar{m}=5$ кг/с ( $\bar{V}_u \approx 350$  м<sup>3</sup>/мин). При умеренном коэффициенте напора  $\psi_{T\text{расч}}=0,57$  и окружной скорости 270 м/с для получения нужного отношения давлений требуется пять ступеней, основные параметры которых заимствованы из выходного файла программы NCCO-G4E Метода универсального моделирования (этап предварительного расчета). Ступени с безлопаточными диффузорами:

Flow rate, m = 5.00 kg/s

Outlet pressure, Pout = 5.000 Atm (4.9000E+05 Pa)

Inlet pressure, Pin = 1.000 Atm (9.8000E+04 Pa)

Inlet temperature, Tin = 288.00 K

Isentropic coefficient, k = 1.4000

Gas constant, R = 287.00 J/kg/K

Dynamic viscosity coefficient, muu = 5.0000E-05 n\*s/m^2

№	Ступень	$\Phi_{\text{расч}}$	$M_u$	$D_2$	$\psi_T$	$Re_u$	$\eta$
1	2D+VLD	0,0600	0,7996	0,5735	0,5700	$3,70 \times 10^6$	0,8115
2	2D+VLD	0,0464	0,7458	0,5735	0,5700	$4,78 \times 10^6$	0,8301
3	2D+VLD	0,0367	0,7013	0,5735	0,5700	$6,05 \times 10^6$	0,8222
4	2D+VLD	0,0299	0,6636	0,5735	0,5700	$7,44 \times 10^6$	0,8087
5	2D+VLD	0,0249	0,6313	0,5735	0,5700	$8,93 \times 10^6$	0,7932

Compressor efficiency, ETc=0.8142

Hub ratio, Dhb=0.3500

RPM, n=9062.32 1/min

Power consumption, N=1097.99 kW

Tip speed, U2=272.11 m/s

Расчетные коэффициенты расхода меняются в пределах 0,060 – 0,0249. В КПД первой ступени учтены потери во входном патрубке, равные 2,5%, поэтому ее собственный КПД равен 83,5%. Соответственно, уменьшению

расчетного коэффициента расхода ожидаемый КПД у последней ступени меньше, чем у первой примерно на 4%.

В ряде случаев у промышленных ЦК применяют охлаждение газа. Например, у рассматриваемого компрессора газ мог бы быть выведен из проточной части после второй ступени, охлажден и возвращен на вход третьей ступени. При охлаждении плотность газа возрастает, и объемный расход уменьшается сильнее. Это усугубляет проблемы получения высокого КПД у конечных ступеней.

**Схема проточной части с уменьшающимися диаметрами рабочих колес.** При этой схеме  $\Phi_{i\text{расч}} = \Phi_{1\text{расч}} \frac{\rho_{01\text{расч}}^*}{\rho_{0i\text{расч}}^*} \left( \frac{D_{21}}{D_{2i}} \right)^3$ , т.е. уменьшение диаметров РК последних ступеней помогает поддерживать расчетный коэффициент расхода достаточным для получения высокого КПД.

Наряду с очевидным достоинством, этой схеме присущи недостатки. Уменьшение диаметров РК уменьшает напор конечных ступеней, так как

$$h_{Ti} = \psi_{Ti} \left( \frac{D_{2i}}{2} \omega \right)^2. \text{ Возможные варианты:}$$

– если окружная скорость первой ступени ограничена прочностью или критическим значением  $M_u$ , то по сравнению со схемой  $D_2 = const$  потребуется больше ступеней. Иногда для увеличенного числа ступеней может не оказаться места,

– если число ступеней и скорость вращения заданы, у первых ступеней потребуется увеличить диаметр РК. Это ведет к росту чисел Маха и соответствующим негативным последствиям. Кроме того, расчетный коэффициент расхода первых ступеней уменьшается. Это может привести к снижению КПД, если  $\Phi_{\text{расч}}$  становится меньше оптимального,

– и т.д.

Выбор конкретного соотношения диаметров РК разных ступеней требует учета практически всех факторов проектирования центробежных ступеней, рассмотренных в разделе 7.3. Численный анализ по программам Метода универсального моделирования позволяет проводить соответствующий анализ. Согласно предварительной оценке по программе NCCO-G4E рассмотренный выше промышленный воздушный компрессор с отношением давлений  $\pi=5$  и  $\bar{m}=5\text{кг/с}$  может быть несколько более

эффективным при уменьшении диаметров 3 - 5 ступеней на 10% по сравнению с диаметрами 1- 2 ступеней:

Flow rate,  $m = 5.00 \text{ kg/s}$

Outlet pressure,  $P_{out} = 5.000 \text{ Atm} (4.9000E+05 \text{ Pa})$

Inlet pressure,  $P_{in} = 1.000 \text{ Atm} (9.8000E+04 \text{ Pa})$

Inlet temperature,  $T_{in} = 288.00 \text{ K}$

Isentropic coefficient,  $k = 1.4000$

Gas constant,  $R = 287.00 \text{ J/kg/K}$

Dynamic viscosity coefficient,  $\mu = 5.0000E-05 \text{ n}^*\text{s/m}^2$

№	Ступень	$\Phi$	$M_u$	$D_2$	$\psi_T$	$Re_u$	$\eta$
1	2D+VLD	0,0510	0,8447	0,6056	0,5700	$4,13 \times 10^6$	0,8127
2	2D+VLD	0,0382	0,7816	0,6056	0,5700	$5,50 \times 10^6$	0,8238
3	2D+VLD	0,0408	0,6574	0,5450	0,5700	$5,73 \times 10^6$	0,8271
4	2D+VLD	0,0340	0,6262	0,5450	0,5700	$6,87 \times 10^6$	0,8182
5	2D+VLD	0,0288	0,5989	0,5450	0,5700	$8,10 \times 10^6$	0,8063

Compressor efficiency,  $\eta_c = 0.8178$

Hub ratio,  $D_{hb} = 0.3500$

RPM,  $n = 9062.32 \text{ 1/min}$

Power consumption,  $N = 1094.50 \text{ kW}$

Tip speed,  $U_2 = 287.34 \text{ m/s}$

В данном случае применение схемы с  $D_2 = var$  обещает повышение КПД до 81,8% по сравнению с КПД 81,3% при схеме с  $D_2 = const$ . В других случаях, особенно при промежуточном охлаждении, эффект может быть больше.

#### 8.4. МНОГОВАЛЬНЫЕ ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

**Многовальные осевые компрессоры.** Проходное сечение на входе в рабочее колесо ступени равно произведению высоты лопатки  $l = r_n - r_{em}$  на длину окружности среднеарифметического радиуса  $2\pi r_{cp} = \pi(r_n + r_{em})$ :

$$f_1 = 2\pi r_{cp} l = \pi(r_n + r_{em})(r_n - r_{em}). \quad (8.4.1)$$

Проблема недопустимого уменьшения высоты лопаток концевых ступеней ОК решается уменьшением среднего диаметра. Для того, чтобы напор концевых ступеней не снижался, эти ступени должны вращаться с большей угловой скоростью.

На рис. 8.2.5 и 8.2.6 показаны ОК с двумя соосно расположенными роторами. В первом случае валы приводятся во вращение соосно расположенными турбинными ступенями. Это часто применяемая схема для транспортных и промышленных ГТД. Иногда применяют три соосных ротора.

Схема с приводом роторов ОК от независимых турбин имеет преимущество при работе на нерасчетных режимах. При этих режимах соотношение скоростей вращения разных роторов меняется для улучшения характеристик.

У компрессора на рис. 8.2.6 ротор низкого давления приводится от ротора высокого давления через понижающую зубчатую передачу. При таком решении нет возможности менять соотношение скоростей вращения.

**Многовальные центробежные компрессоры.** Соотношение (8.3.3) можно представить в виде:

$$\Phi_{i\text{ расч}} = \Phi_{1\text{ расч}} \frac{\rho_{01\text{ расч}}^*}{\rho_{0i\text{ расч}}^*} \left( \frac{D_{21}}{D_{2i}} \right)^2 \frac{u_{21}}{u_{2i}}. \quad (8.4.2)$$

Для того, чтобы уменьшение диаметров концевых ступеней не приводило к снижению напора, их следует располагать на валах, вращающихся с большей угловой скоростью. Четырехступенчатые компрессоры с двумя валами по обе стороны от тихоходного вала показаны на рис. 1.3.9 а, б. Они появились еще в 1930-е гг. и выпускаются почти всеми основными производителями ЦК, в том числе и в РФ.

У этих машин центральное зубчатое колесо вращает валы через шестерни, выбор диаметров которых обеспечивает необходимое передаточное отношение для каждого из валов. Если выбраны коэффициент расхода и окружная скорость первой ступени, то диаметр ее РК равен

$D_{21} = \sqrt{\frac{\bar{m}}{\Phi_{1p} \rho_{01p}^* u_{21}}}$ , а соответствующее число оборотов вала с первой – второй

ступеней равно  $n_1 = \frac{60u_{21}}{\pi D_{21}}$ . Соотношение количества зубьев шестерни и

зубчатого колеса обратно пропорционально соотношению чисел оборотов

$$\text{вала и приводного двигателя } \frac{z_1}{z_{\text{дв}}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_1}.$$

Все ступени таких компрессоров – концевые типа. Во вторую ступень на этом же валу газ поступает из межступенчатого газоохладителя с уменьшенным объемным расходом. Соответственно РК второй ступени имеет меньший коэффициент расхода, чем у первой. Поэтому коэффициенты расхода первой ступени выбирают большими, применяя высокорасходные осерадиальные РК. Важно также уменьшить радиальные размеры проточной части, чтобы межцентровое расстояние между валами было достаточно для их размещения. Соотношения для выбора диаметров ступеней и скорости вращения второго вала аналогичные.

Вариант такой схемы реализован в двух – четырехступенчатых ЦК, имеющих по одному рабочему колесу на каждом валу. Это позволяет выбрать оптимальные коэффициенты расхода для каждой из ступеней. Все ступени расположены по одну сторону, противоположную приводному двигателю. Это позволяет компактно расположить межступенчатые коммуникации и газоохладители. Внешний вид такой машины показан на рис. 8.4.1.

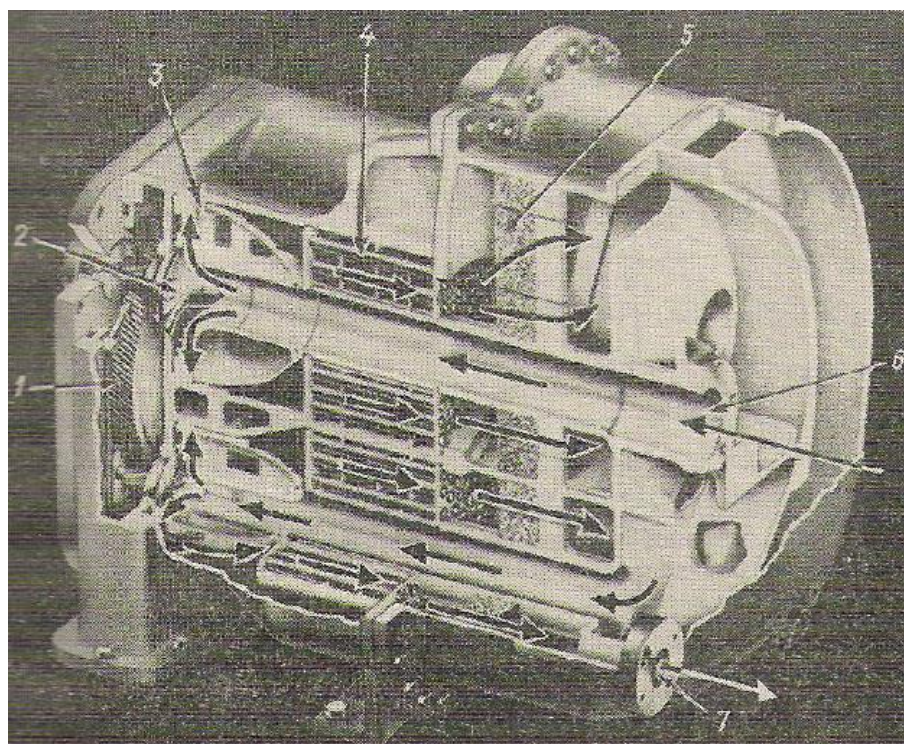




Рис. 8.4.1. Внешний вид четырехступенчатого четырехвального компрессора «Centac» (США)

Для получения высокого давления при пока более распространенном исполнении ЦК с одинаковой скоростью вращения РК разного диаметра требуется большое количество ступеней. Их приходится располагать в последовательно установленных корпусах сжатия с общим приводом, как на рис. 1.3.11. Рассматриваемые многовальные ЦК, объединенные с зубчатым мультипликатором (повышающей передачей), позволяют получить такое же конечное давление в 6 – 8 ступенях, с рабочими колесами, расположенными на 3 – 4 валах.

Для получения особо высокого давления высокоскоростные шестерни многовальных ЦК приводят во вращение валы с несколькими рабочими колесами, как на рис. 1.3.17.

Примеры современных центробежных компрессоров со встроенными мультипликаторами представлены на рис. 8.4.2. Многовальные центробежные компрессоры с встроенными мультипликаторами имеют следующие преимущества по сравнению с обычными одновальными машинами, приводимыми через отдельно установленный мультипликатор:

- имеется возможность выбора оптимальной, или близкой к оптимальной быстроходности последующих ступеней, что способствует повышению общего КПД компрессора,
- между всеми ступенями возможно установить газоохладители, что максимально приближает процесс сжатия к изотермному, повышая изотермный КПД,
- легче решается проблема восприятия осевого усилия, так как рабочие колеса на валах обращены в разные стороны и уравнивают друг друга. Кроме того, осевые усилия передаются через реборды высокоскоростных валов (видны на рис. 1.3.9 б) на

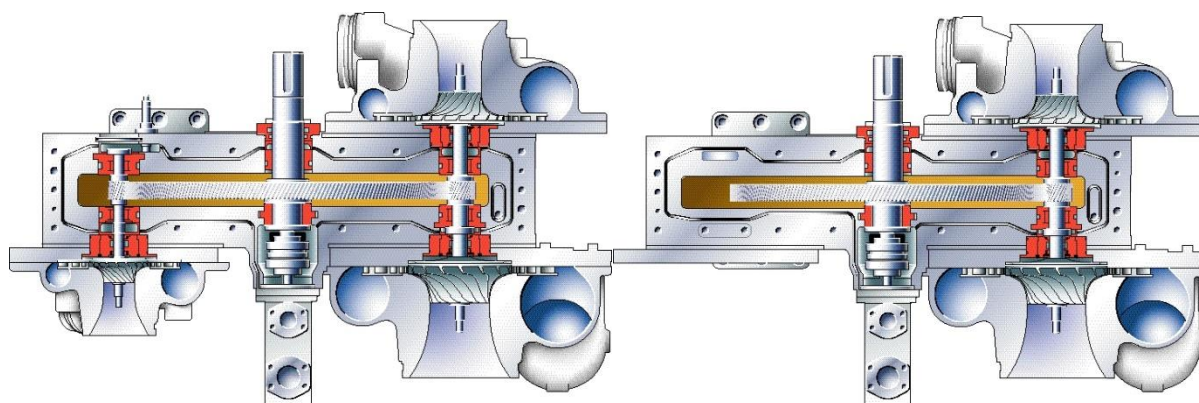


Рис. 8.4.2 – Трехступенчатый и двухступенчатый ЦК с встроенным мультипликатором Atlas Copco

приводной вал. Этот вал вращается с небольшой скоростью, и расположенный там упорный подшипник менее нагружен, чем у одновальных ЦК на валу компрессора,

– не требуется разгрузочный поршень, протечки в лабиринтных уплотнениях которого вносят заметный вклад в общие потери напора,

– ступени имеют осевую сборку без горизонтального разъема. Это позволяет применить концевое уплотнение вала с плавающими кольцами, как на рис. 8.4.3. В них протечки практически отсутствуют, в отличие от обычных лабиринтных уплотнений,

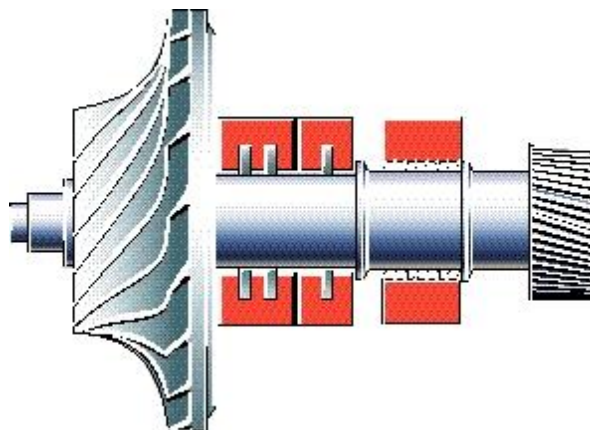


Рис. 8.4.3. Элемент ротора многовального ЦК.

Слева на валу воздушные уплотнения из углеродных колец, справа – лабиринтные масляные уплотнения корпуса мультипликатора (ряд центробежных компрессоров ZH 4000 – 7000 Atlas Copco)

– зубчатые зацепления у них менее нагружены, так как каждое из них передает только часть мощности двигателя,

– многовальные ЦК компактнее, легче и поставляются в виде блока совместно с газоохладителями и другим вспомогательным оборудованием – рис. 8.4.4.



Рис. 8.4.4. Общий вид многовального центробежного компрессора ZH 4000 Atlas Copco, поставляемого в блоке с вспомогательными системами

## 8.5. ОСОБЕННОСТИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

**Совместная работа ступеней в многоступенчатом компрессоре.** Все ступени ТК работают с одинаковым массовым расходом:

$$\bar{m}_1 = \bar{m}_2 = \bar{m}_3 \dots = \bar{m}_z = const . \quad (8.5.1)$$

В некоторых центробежных компрессорах (холодильные установки, производство бумаги, и др.) по требованиям технологического процесса производится промежуточный подвод или отвод газа в проточной части. Условие (8.5.1) в этом случае выполняется для ступеней между подводами/отводами. То же относится к ОК двухконтурных и турбовентиляторных ГТД.

Подводимая к газу удельная механическая работа всех рабочих колес суммируется:

$$H_i = h_{i1} + h_{i2} + h_{i3} + \dots + h_{iz}. \quad (8.5.2)$$

Отношение давлений группы ступеней  $\pi_{\bar{a}i}$  компрессора равно произведению отношения давлений всех ступеней:

$$\pi_{zc} = \pi_1 \pi_2 \pi_3 \dots \pi_z. \quad (8.5.3)$$

Отношение давлений компрессора  $\pi_{\kappa}$  меньше  $\pi_{zc}$  из-за потерь во входном и выходном патрубках.

Соотношение объемных расходов ступеней определяется изменением плотности по длине проточной части:

$$\bar{V}_{0i} = \frac{\bar{m}}{\rho_{0i}} = \bar{V}_{01} \frac{\rho_{01}}{\rho_{0i}}. \quad (8.5.4)$$

**Согласование ступеней.** Согласованная работа ступеней на расчетном режиме достигается соответствующим выбором размеров проточной части. Для получения максимального КПД компрессора все его ступени должны работать с максимальным КПД на этом режиме. Это достигается выбором таких размеров, при которых лопаточные аппараты ступеней обтекаются безударно. Ниже поясняется, почему в некоторых случаях от этого правила следует отходить.

**Взаимное влияние ступеней.** При проектировании и расчете проточной части по результатам испытания модельных ступеней следует принимать во внимание возможность негативного взаимного влияния. На рис. 4.14.1 показана схема для испытания плоской компрессорной решетки в аэродинамической трубе. Поле скоростей и давлений перед решеткой и за ней равномерно, не искажается присутствием других лопаточных аппаратов.

Подобно этому на экспериментальных стендах изолированные модельные ступени испытываются при равномерных параметрах потока на входе. В реальных условиях предшествующая ступень нарушает равномерность потока. Пограничные слои на ограничивающих поверхностях,

следы за лопатками (особенно при отрыве потока), неточности в расчете параметров потока на выходе из НА – входе в следующую ступень делают реальные условия ее работы менее благоприятными по сравнению с условиями, при которых эта ступень испытывалась. Поле скоростей, создаваемое лопаточными аппаратами последующей ступени в какой – то мере влияют на предшествующую ступень. Методы расчета должны содержать поправки на негативное взаимное влияние. Для их получения следует располагать результатами испытания групп ступеней.

На существование негативного взаимного влияния ступеней ОК косвенно указывает такой факт. По данным модельных испытаний [8] и расчетов ступени с реактивностью 0,5 имеют КПД на 2 – 3% выше ступеней с реактивностью 1,0. В то же время, современные осевые компрессоры Невского завода на базе и тех, и других ступеней показывают практически одинаковый высокий КПД 90 – 91%. По мнению специалистов Невского завода и ЦКТИ им. Ползунова, диффузорный направляющий аппарат предшествующих ступеней с  $\Omega = 0,5$  создает неблагоприятную структуру потока на входе в последующие ступени, снижая их КПД. Направляющий аппарат ступеней с реактивностью единица – конфузорный. Безусловно, следы за его лопатками тоньше и структура потока более равномерная, чем на выходе из ступеней с  $\Omega = 0,5$ . По опытам, у ступеней с  $\Omega = 1,0$  отрицательное взаимное влияние не наблюдается. Это положение было учтено в программе ДОК-ГП-09 кафедры КВХТ для расчета многоступенчатых осевых компрессоров введением соответствующего поправочного коэффициента, что позволило достаточно точно согласовать данные расчетов КПД с данными по существующим компрессорам со ступенями обоих типов.

Проблема взаимного влияния ступеней у центробежных компрессоров менее актуальна, чем у осевых. Главным источником неравномерности потока в ступенях является рабочее колесо. У промежуточных ступеней ЦК от последующей ступени его отделяет диффузор и обратно – направляющий аппарат. Безразмерная скорость потока на входе в центробежное РК имеет порядок  $w_1/u_2 \sim 0,6 - 0,65$  против  $w_1/u \geq 1$  у осевых ступеней. Меньшая скорость так же уменьшает риск отрицательного влияния. Рекомендации по выбору размеров ОНА предшествующей ступени в разделе 7.3 гарантируют практическое отсутствие отрицательного взаимного влияния.

**Соотношение между характеристиками ТК и его ступеней.** При изменении расхода газа в ТК плотность на входе в первую ступень  $\rho_{01}$  меняется сравнительно слабо. Она несколько уменьшается при увеличении расхода. Это связано с тем, что полное и статическое давление в патрубке

уменьшаются пропорционально кинетической энергии потока:

$$p_{01} = p_{01}^* - \rho \frac{c_o^2}{2} = p_n^* - \zeta_{вн} \rho \frac{c_o^2}{2} - \rho \frac{c_o^2}{2}.$$

Плотность на входе в последующие ступени меняется при изменении расхода значительно из-за изменения отношения давлений в связи с изменением политропного напора:

$$\frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} = \left( 1 + \frac{n-1}{nRT_{01}} \sum_1^i h_{pi} \right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (8.5.5)$$

При расходе меньше расчетного политропные напоры ступеней растут и отношение плотностей больше расчетного  $\frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} > \left( \frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} \right)_{расч}$ . Соответственно

при расходе больше расчетного плотность меняется меньше:  $\frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} < \left( \frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} \right)_{расч}$ .

Последствия такого влияния сжимаемости иллюстрирует рис. 8.5.1. Для упрощения принято, что все характеристики ступеней ТК одинаковы в

координатах  $\frac{\pi}{\pi_{расч}}, \frac{\eta}{\eta_{расч}} = f\left(\frac{\bar{V}_0}{\bar{V}_{0расч}}\right)$ .

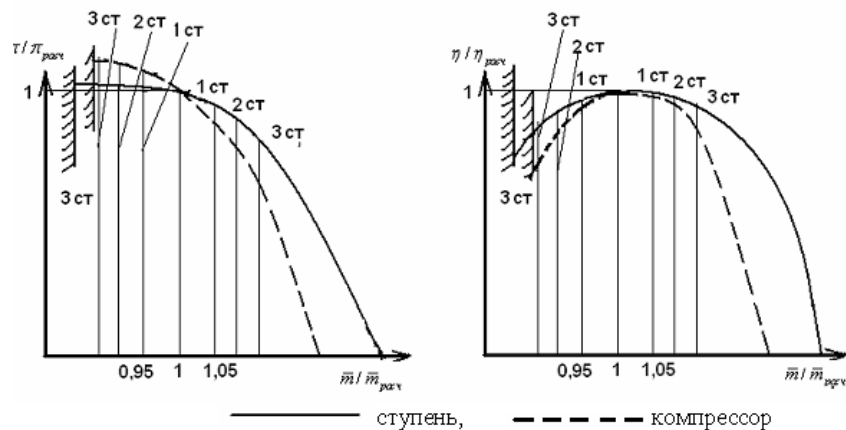


Рис. 8.5.1. Сопоставление характеристик турбокомпрессора и его ступеней, представленных в относительных координатах

Допустим, что давление в сети уменьшилось, и расход компрессора и его первой ступени увеличился на 5%. Так как при этом отношение давлений первой ступени меньше расчетного, то и плотность газа после нее меньше, чем на расчетном режиме. Соответственно объемный расход второй ступени стал больше, допустим, на 6%, что сопровождается более сильным уменьшением отношения давлений, чем на первой ступени – и так далее во всех последующих ступенях. Как следствие, отношение давлений ТК уменьшится сильнее, чем у его ступеней при таком же уменьшении расхода. Из-за большего процентного роста объемного расхода у каждой из последующих ступеней отрицательные углы атаки снижают их КПД, а характеристика КПД компрессора в целом становится более крутой, чем у его ступеней.

При уменьшении расхода происходит аналогичный, но направленный в другую сторону процесс. Ступени все сильнее и сильнее сжимают газ по сравнению с расчетным режимом, что приводит к более быстрому росту конечного давления компрессора, чем у первой ступени. Положительные углы атаки увеличиваются с ростом номера ступени. Это увеличивает кривизну характеристики КПД.

В качестве иллюстрации на рис. рис. 8.5.2 приведены рассчитанные характеристики пятиступенчатого ЦК с  $\pi=5$ , рассмотренного в разделе 8.3, а на рис. 8.5.3 характеристика его КПД сопоставлена с характеристиками КПД первой и пятой ступеней. На оптимальном режиме 5,0 кг/с все ступени согласованно работают на режиме безударного обтекания лопаточных аппаратов. На режиме с  $\bar{m} = 6,5$  кг/с объемный расход первой ступени на 30% больше. При этом КПД первой ступени значительно снижается, но все же превосходит 70%.

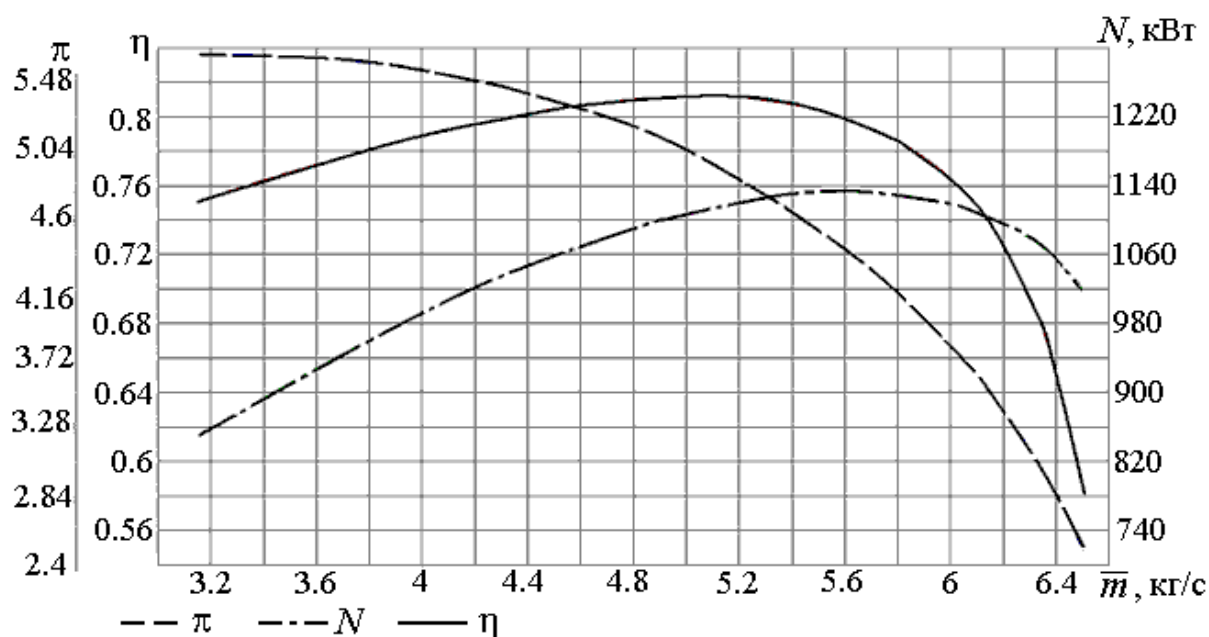


Рис. 8.5.2. Рассчитанные характеристики КПД, отношения давлений и мощности пятиступенчатого центробежного компрессора с  $\pi=5$

Но на этом режиме отношение давлений компрессора снижается вдвое. Соответственно объемный расход последней ступени более чем вдвое больше, чем на расчетном режиме. Ее КПД при этом едва превышает 20% (на рисунке этот режим не показан). Ухудшение работы последних ступеней приводит к тому, что КПД компрессора на этом режиме ниже 60%, хотя КПД первой ступени превышает 70%.

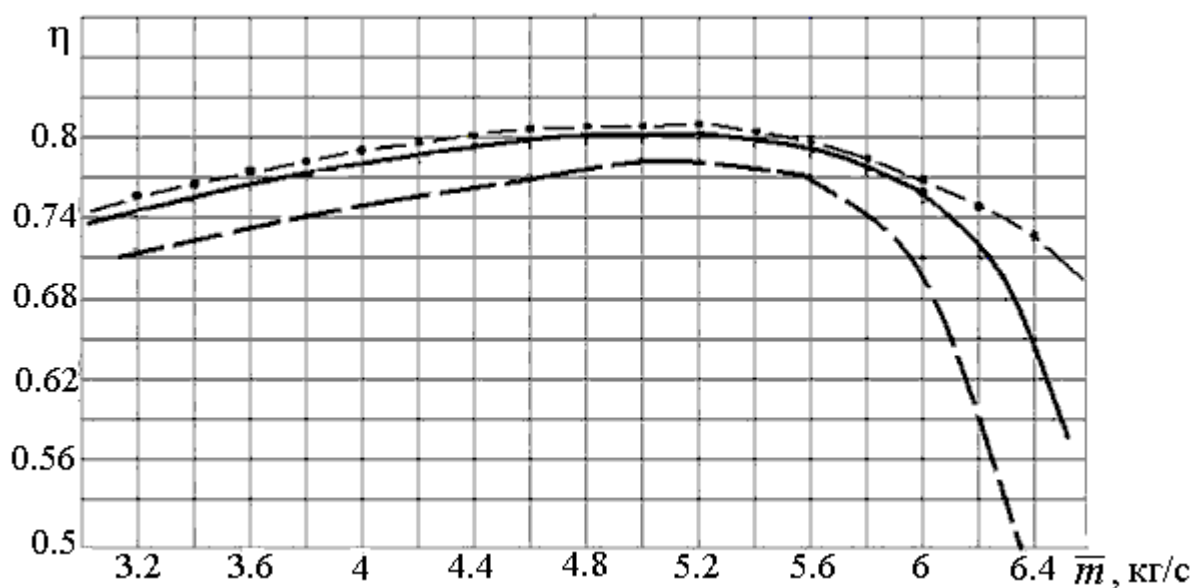




Рис. 8.5.3. Рассчитанные характеристики КПД пятиступенчатого центробежного компрессора с  $\pi = 5$ :

----- первая ступень, - - - - - пятая ступень,  
————— компрессор

У рассматриваемого компрессора рассогласование ступеней (работа с различными режимами обтекания лопаточных аппаратов) в левой части характеристики проявляется незначительно, так как отличие отношения давлений на расчетном и помпажном режимах небольшое. У ТК с большим расчетным отношением давлений и в левой части проявляется существенное негативное влияние сжимаемости.

Рассмотренное изменение сжимаемости газа при изменении расхода ТК ухудшает его газодинамические характеристики. Крутая характеристика КПД приводит к снижению эффективности на нерасчетных режимах, приближает помпажный режим и режим максимального расхода к расчетному режиму. Характеристика ТК более узкая, чем у его ступеней, «запас по помпажу» меньше. Эти негативные явления проявляются тем сильнее, чем больше меняется плотность газа на расчетном режиме, и чем больше ступеней у компрессора.

**Учет влияния сжимаемости на характеристики ТК при проектировании проточной части.** Описанный выше эффект приводит к тому, что у ТК с большим отношением давлений первые ступени работают в том же суженном диапазоне расходов, что и ТК в целом, а концевые – в значительно более широком диапазоне. Это следует учитывать при проектировании проточной части.

Например, промышленные центробежные компрессоры обычно работают в пределах от расчетной точки до границы помпажа. В качестве первых ступеней можно применить сравнительно высоконапорные ступени с пологой напорной характеристикой. При уменьшении расхода такие ступени мало меняют отношение давлений, облегчая этим работу последующих ступеней. Для повышения КПД можно применить лопаточные диффузоры, так как от первых ступеней не требуется широкая зона работы. Для концевых ступеней предпочтительнее низконапорные ступени с БЛД. У них широкая зона работы в левой части характеристики. У осевых компрессоров концевые ступени следует выполнять с уменьшенными углами поворота потока, что способствует расширению зоны работы.

Выше указывалось, что для получения максимального КПД компрессора на расчетном режиме размеры ступеней следует выбирать такими, при которых они имеют максимальный КПД именно на этом режиме.

Для расширения зоны работы влево от расчетной точки проходные сечения концевых ступеней следует несколько уменьшать. При этом их лопаточные аппараты на расчетном режиме обтекаются с небольшими отрицательными углами атаки, но при уменьшении расхода положительные углы атаки будут меньше, чем при «идеальном» согласовании на расчетном режиме.

Наоборот, для расширения зоны работы вправо от расчетного режима, проходные сечения концевых ступеней следует несколько увеличивать.

## 8.6. ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОКОМПРЕССОРА

**Параметры, меняющиеся в процессе работы ТК.** В процессе эксплуатации параметры газа на входе в ТК могут меняться. У воздушных ТК изменение давления и температуры воздуха происходит в связи с изменением атмосферных условий. У компрессоров ГТД летательных аппаратов изменение давления и температуры на входе связано еще и с изменением высоты и скорости полета. У ТК промышленных установок начальные параметры  $p_n$ ,  $T_n$  меняются в связи с изменением состояния обслуживаемой технологической системы.

Наиболее сильное влияние на характеристики оказывает изменение скорости вращения ротора  $n$  (об/мин). Это используется для приспособления характеристик ТК к изменяющемуся состоянию сети.

Паротурбинный и газотурбинный приводы имеют возможность изменения скорости вращения. Например, газотурбинный привод центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов дает возможность менять скорость вращения в пределах 70 – 105% от номинальной скорости.

Синхронные электрические двигатели, работающие непосредственно от трехфазной сети, имеют фиксированную скорость вращения (3000 об/мин при частоте 50 Гц и двухполюсном роторе). Однако современные тиристорные преобразователи частоты позволяют менять частоту переменного тока, меняя скорость вращения электродвигателей. Поэтому

возможностью изменения скорости вращения роторов располагают многие турбокомпрессорные установки.

При анализе возможного изменения характеристик в связи с изменением  $p_n, T_n, n$  следует иметь в виду как их непосредственное влияние, так и влияние через критерии подобия, которые с ними связаны.

**Влияние условий работы на безразмерные характеристики ТК.** Для оценки роли критериев подобия характеристики ТК можно представить в безразмерном виде. Такие характеристики не интересуют потребителей, но полезны для понимания обсуждаемой проблемы.

Для построения безразмерной характеристики на примере центробежного компрессора используем следующие коэффициенты:

– условный коэффициент расхода:

$$\Phi_{\text{кмпр}} = \frac{\bar{m}}{\frac{p_n^*}{RT_n^*} \frac{\pi}{4} D_{21}^2 u_{21}}, \quad (8.6.1)$$

где диаметр и окружная скорость относятся к первой ступени,

– условные коэффициенты внутреннего и политропного напора:

$$\psi_{i\text{кмпр}} \frac{H_i}{z u_{21}^2}, \quad \psi_{p\text{кмпр}} \frac{H_p}{z u_{21}^2} = \psi_{i\text{кмпр}} \eta, \quad (8.6.2)$$

где  $z$  – число ступеней компрессора.

Как следует из положений теории подобия, при изменении условий работы безразмерные характеристики ТК будут меняться в связи с изменением критерия динамического подобия и критериев сжимаемости:

$$\psi_{i_{\text{кмпр}}}, (\psi_{r_{\text{кмпр}}}), \eta = f(\bar{F}, \Phi_{\text{кмпр}}, \text{Re}_u, M_u, k). \quad (8.6.3)$$

Изменение показателя изоэнтропы  $k$  не характерно при работе конкретного компрессора. Его влияние на характеристики ступеней рассмотрено в разделе 5. Условный критерий Рейнольдса представим в виде:

$$\text{Re}_u = \frac{D_{21} u_{21}}{\mu} \rho_n^* = \frac{\pi D_{21}^2 \frac{n}{60} \frac{P_n^*}{RT_n^*}}{\mu} \quad (8.6.4)$$

Турбокомпрессоры обычно работают в области автомодельности по критерию Рейнольдса. Во всяком случае, влияние этого критерия проявляется при изменении его в пять и более (некоторый рост КПД при увеличении  $\text{Re}_u$ , и наоборот). Входящие в формулу (8.6.4) величины не меняют критерий  $\text{Re}_u$  столь значительно. Поэтому практически изменение условий работы может быть заметным через критерий Маха:

$$M_u = \frac{u_{21}}{\sqrt{k RT_i^*}}. \quad (8.6.5)$$

Если на расчетном режиме число  $M_u$  велико, то при его изменении с изменением скорости вращения и (или) начальной температуры следует иметь в виду изменение безразмерных характеристик ступеней, рассмотренное в разделе 5.

Важной особенностью многоступенчатых ТК является то, что при изменении  $M_u$  происходит рассогласование ступеней, подобно тому, как это происходило при отклонении режима работы ТК от расчетного режима (раздел 8.5).

Допустим, что при расчетной начальной температуре и скорости вращения ступени согласованы для безударного обтекания их лопаточных аппаратов. Тогда при увеличении скорости вращения или (и) уменьшении

начальной температуры растет отношение давлений и плотность газа в проточной части:

$$\pi = \frac{P_k}{P_n} = \left(1 + (k-1)\psi_{i_{\text{кмп}}}\varepsilon M_u^2\right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad \frac{\rho_k}{\rho_n} = \left(1 + (k-1)\psi_{i_{\text{кмп}}}\varepsilon M_u^2\right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (8.6.6)$$

«Пережатие» газа по сравнению с расчетным режимом приводит к тому, что при оптимальном режиме первой ступени, последующие работают с положительными углами атаки, увеличивающимися с ростом номера ступени. КПД компрессора уменьшается и по причине отрицательного влияния высоких чисел Маха на обтекание лопаточных аппаратов, и из-за рассогласования ступеней.

При уменьшении скорости вращения или (и) росте начальной температуры отношение давлений и плотность газа в проточной части меньше, чем на расчетном режиме. «Недожатие» газа по сравнению с расчетным режимом приводит к тому, что при оптимальном режиме первой ступени, последующие работают с отрицательными углами атаки, увеличивающимися с ростом номера ступени. КПД компрессора уменьшается по этой причине, несмотря на положительное влияние снижения чисел Маха на обтекание лопаточных аппаратов.

На рис. 8.6.1 показаны характеристики (Метод универсального моделирования) пятиступенчатого воздушного ЦК с расчетным отношением давлений  $\pi = 5$ , который рассматривался в качестве примера в разделе 8.5. В данном случае уменьшение КПД при оборотах больше и меньше расчетных относительно небольшое. При более высоких числах Маха в проточной части, и при большем расчетном отношении давлений влияние скорости вращения, или начальной температуры выражено сильнее.

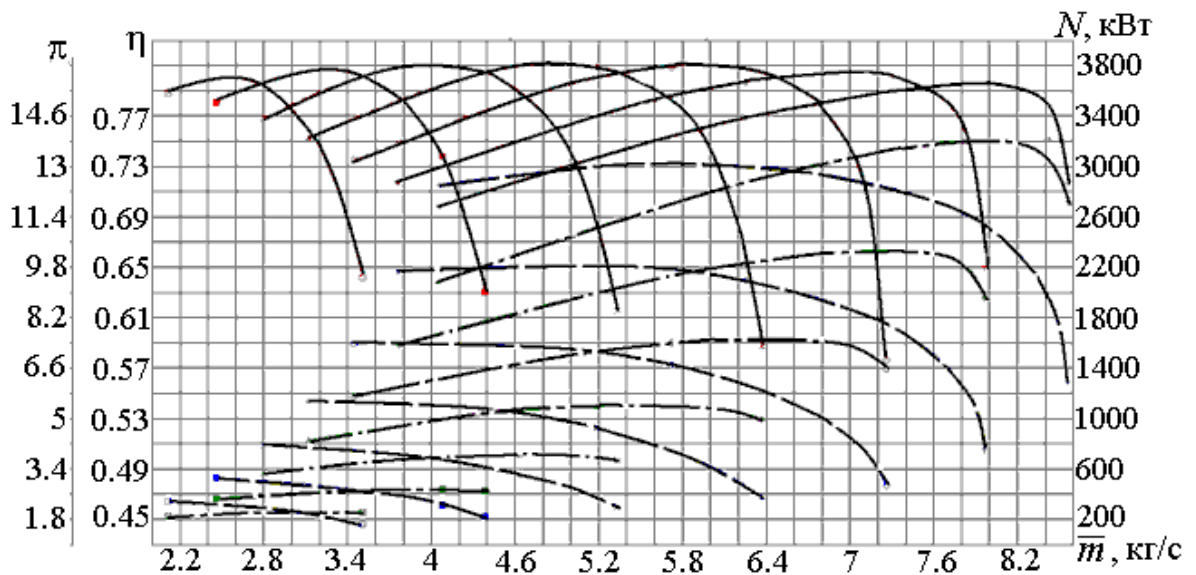


Рис. 8.6.1. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора с расчетным отношением давлений  $\pi = 5$  в диапазоне скоростей вращения 6000 – 12000 об/мин

**Влияние скорости вращения на размерные характеристики ТК.** Если числа Маха на расчетном режиме небольшие, то безразмерные характеристики ТК  $\psi_{i_{кмпр}}, (\psi_{p_{кмпр}}), \eta = f(\bar{F}, \Phi_{кмпр}, Re_u, M_u, k)$  практически не зависят от изменения условий работы. В этом случае действуют законы пропорциональности для характеристик компрессора, а именно:

– на режимах с одинаковыми коэффициентами расхода  $\Phi_{кмпр}$  массовый расход меняется пропорционально скорости вращения:

$$\bar{m} = \Phi_{кмпр} \rho_n^* \frac{\pi^2}{4} D_2^3 \frac{n}{60}. \quad (8.6.7)$$

– на режимах с одинаковыми коэффициентами расхода  $\Phi_{кмпр}$  подводимая к газу работа меняется пропорционально квадрату скорости вращения:

$$H_i = \psi_{i_{кмпр}} z \pi^2 D_2^2 \frac{n^2}{3600},$$

$$H_p = \psi_{p_{кмпр}} z \pi^2 D_2^2 \frac{n^2}{3600}. \quad (8.6.8)$$

– на режимах с одинаковыми коэффициентами расхода  $\Phi_{кмпр}$  подводимая к газу мощность меняется пропорционально кубу скорости вращения:

$$N_i = \bar{m} H_i = \Phi_{кмпр} \psi_{i_{кмпр}} z \rho_n^* \pi^4 D_2^5 \frac{n^3}{86,4 \times 10^4} \text{ (кВт)}. \quad (8.6.9)$$

Приведенные соотношения в точности исполняются при изменении скорости вращения вентиляторов. Практически не меняются безразмерные характеристики при изменении скорости вращения и у ЦК ГПА с небольшим отношением давлений. Это доказывает не зависящие от скорости вращения значения КПД на рис. 8.6.2.

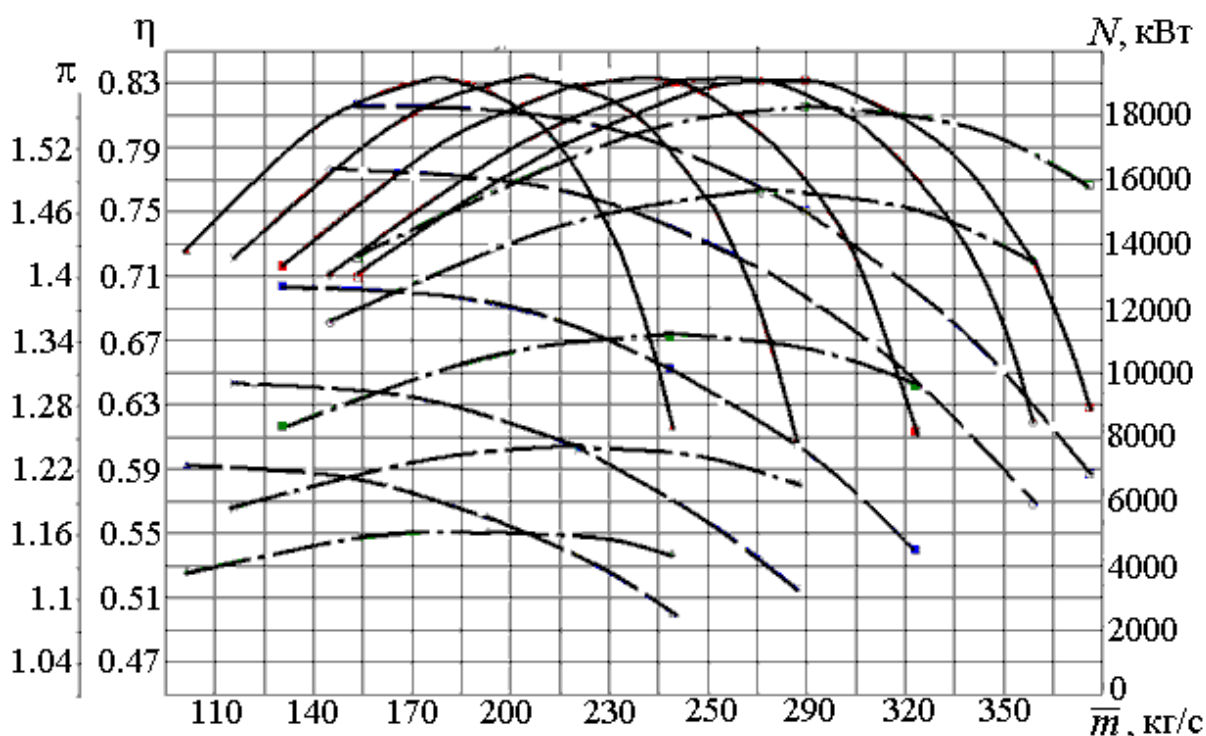


Рис. 8.6.2. Характеристики двухступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата в диапазоне скоростей вращения 3640 – 5460 об/мин.  $M_{и\text{расч}} = 0,5$  (расчет Методом универсального моделирования)

Соотношения (8.6.7 – 8.6.9) нельзя использовать для расчетов, когда при изменении скорости вращения плотность газа меняется существенным образом. При этом значения коэффициента напора  $\psi_{i_{кмп}}$  и КПД  $\eta$  не остаются постоянными. Тем не менее, приближенная пропорциональность расхода, напора и мощности ТК скорости вращения его ротора имеет место. В приводимых примерах расчетов использованы модели Метода универсального моделирования, учитывающие влияние всех факторов.

**Влияние начального давления на размерные и безразмерные характеристики ТК.** В процессе работы ТК начальное давление меняется не столь сильно, чтобы оказать существенное влияние на безразмерные характеристики. В принципе с ростом давления увеличиваются числа Рейнольдса. При турбулентном характере течения и гидравлически гладкой поверхности с ростом давления должно происходить небольшое увеличение КПД и коэффициента политропного напора.

Влияние на размерные характеристики вытекает из законов пропорциональности, так как от давления зависит начальная плотность  $\rho_n^*$ , входящая в формулу для массового расхода (8.6.7) и потребляемой мощности (8.6.9):

- массовый расход меняется пропорционально давлению на входе,
- потребляемая мощность меняется пропорционально давлению на входе.

Начальное давление не влияет на внутренний напор, поэтому не влияет на отношение давлений. Конечное давление меняется пропорционально начальному давлению:

$$p_k^* = \pi p_n^* , p_k = \pi p_n . \quad (8.6.10)$$

На рис. 8.6.3 представлены рассчитанные Методом универсального моделирования характеристики пятиступенчатого воздушного ЦК при начальном давлении, меняющемся в пределах 0,8 – 1,2 ата. Эти пределы значительно шире возможного изменения атмосферного давления и выбраны условно, с целью демонстрации происходящих процессов.



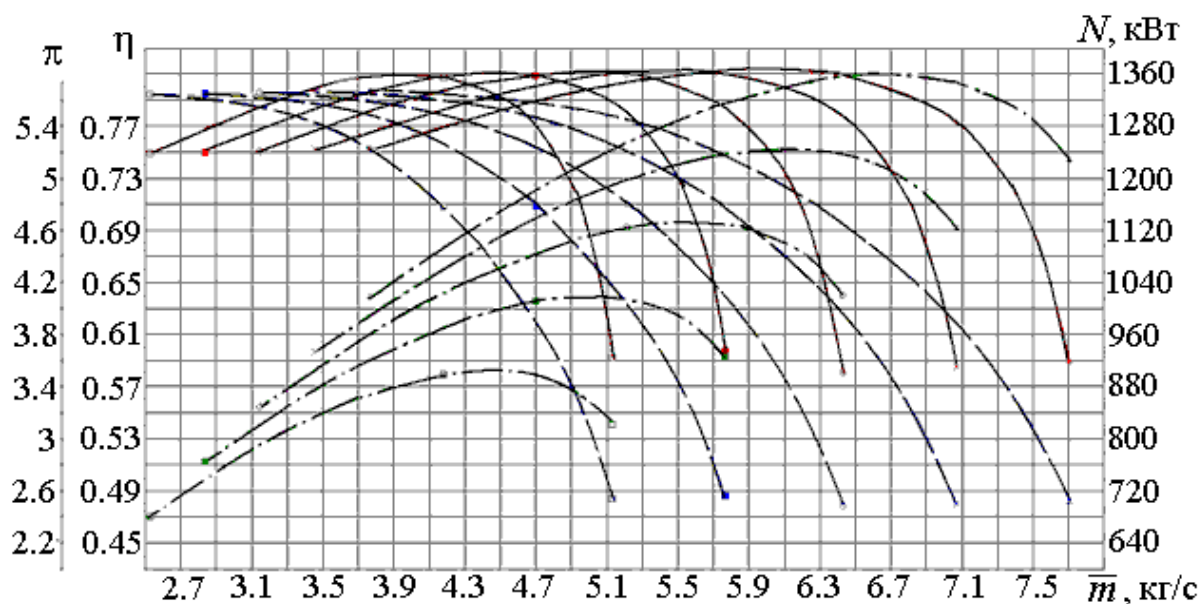


Рис. 8.6.3. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора в диапазоне начального давления 0,08 – 0,12 МПа в зависимости от массового расхода

Эти же характеристики в зависимости от объемного расхода показаны на рис. 8.6.4. Объемный расход не зависит от начального давления, равно как КПД и отношение давлений. При таком представлении только потребляемая мощность меняется пропорционально начальному давлению.

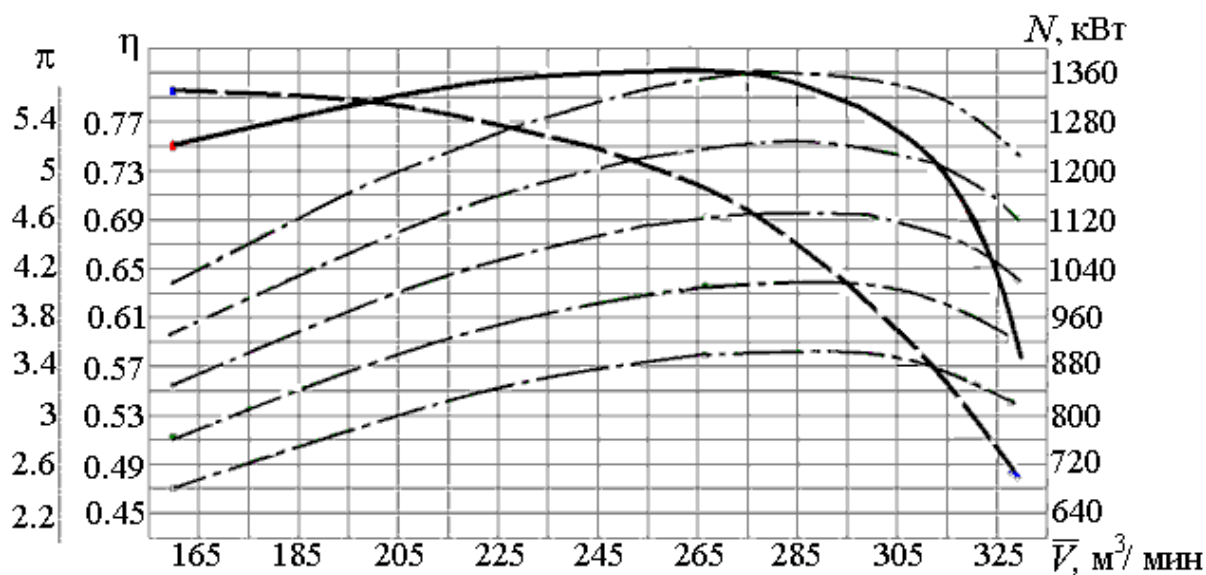


Рис. 8.6.4. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора в диапазоне начального давления 0,08 – 0,12 МПа в зависимости от объемного расхода

**Влияние начальной температуры на безразмерные и размерные характеристики ТК.** Рост начальной температуры уменьшает числа Маха, и наоборот. В этом отношении влияние начальной температуры на безразмерные характеристики идентично влиянию скорости вращения. Не существенно, за счет числителя, или знаменателя меняется условное число

$$\text{Маха } M_u = \frac{u_{21}}{\sqrt{kRT_i^*}} = \frac{\pi D_{21}}{60\sqrt{kRT_i^*}} n.$$

При понижении начальной температуры по отношению к расчетной величине характеристики ухудшаются из-за роста физических чисел Маха  $M_{w1}$ ,  $M_{c2}$  при обтекании лопаточных аппаратов, и из-за рассогласования ступеней при «пережатии» газа. При повышении температуры числа Маха снижаются и ступени рассогласовываются из-за «недожатия» газа.

На размерную величину массового расхода начальная температура влияет через плотность газа на входе. На рис. 8.6.5 показаны рассчитанные характеристики пятиступенчатого воздушного ЦК при разной температуре на входе в зависимости от массового расхода.

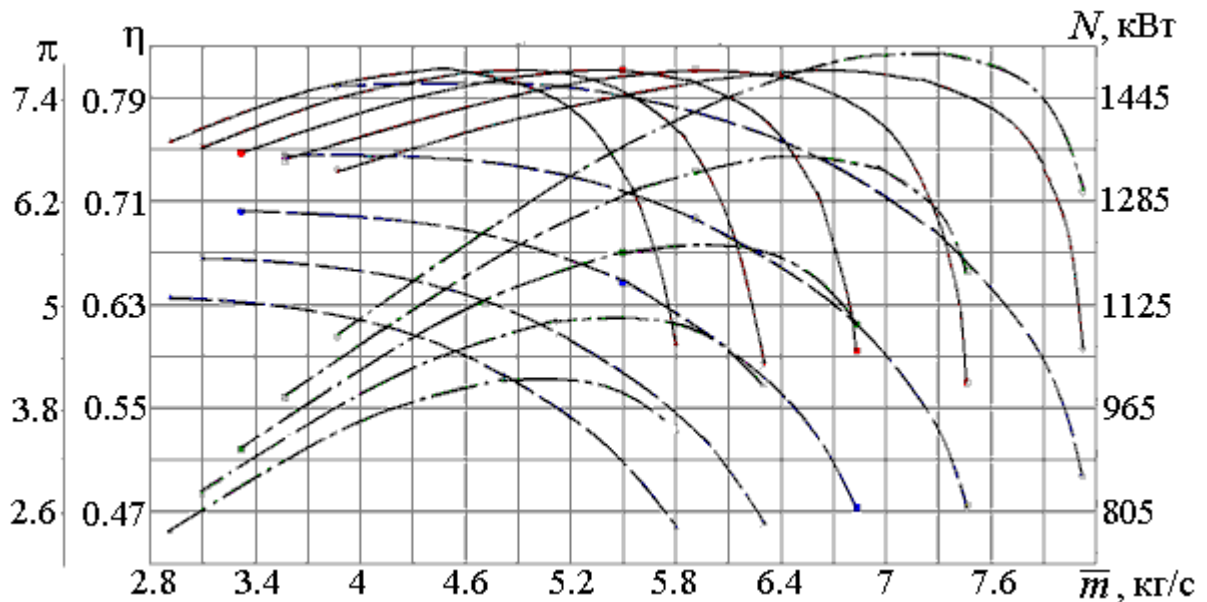


Рис. 8.6.5. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора в диапазоне начальной температуры 233 – 313 K в зависимости от массового расхода

Смещение характеристик влево при росте температуры связано с уменьшением плотности газа на входе. Уменьшение отношения давлений связано с уменьшением чисел Маха. В данном случае рассогласование ступеней не столь велико, чтобы оказать заметное влияние на максимальный КПД.

На рис. 8.6.6 показаны те же характеристики в зависимости от объемного расхода.

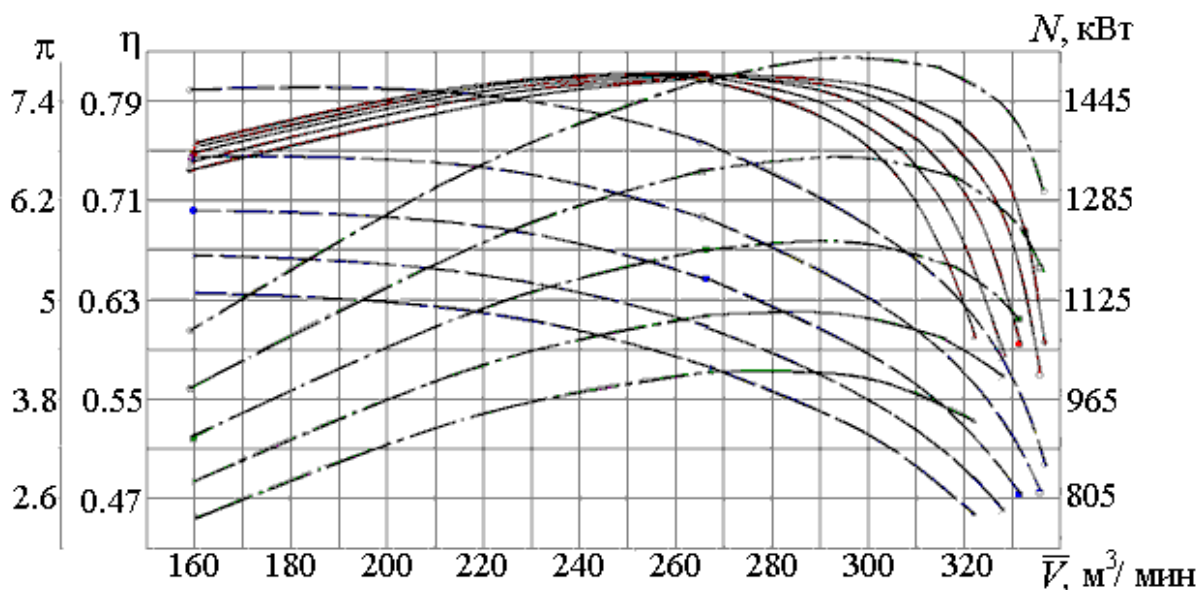


Рис. 8.6.6. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора в диапазоне начальной температуры 233 – 313 К в зависимости от объемного расхода

С ростом температуры характеристика КПД смещается в сторону меньшего объемного расхода. В этом проявляется влияние концевых ступеней, которые работают с отрицательными углами атаки при  $\bar{V}_n > \bar{V}_{n,расч}$ . «Недожатие» газа при росте температуры усугубляет неблагоприятную ситуацию, и характеристики при большом расходе становятся круче. Наоборот, в левой части характеристики при «недожатии» лучше, так как оно уменьшает положительные углы атаки концевых ступеней.

**Универсальные характеристики ТК.** На рис. 8.6.1 и 8.6.2 представлены семейства характеристик  $\eta, \pi, N_e$  в зависимости от массового расхода  $\bar{m}$  при числе оборотов  $n$  в качестве параметра. Когда ТК входят в состав некоторых установок, например, газотурбинных двигателей, в первую очередь важно определить зависимость отношения давлений от расхода и

оценить эффективность того или иного режима при переменном числе оборотов. В этом случае данные, представленные на рис. 8.6.1 и подобные им можно представить в виде универсальной характеристики, пример которой показан на рис. 8.6.7. На характеристики  $\pi = f(\bar{m})$  при разных скоростях вращения наносятся замкнутые линии равных КПД, с некоторым шагом. На рис. 8.6.7 соседние линии ограничивают области с КПД, отличающимся на 1%. Линии равных КПД ограничивают области КПД больше (внутри) и меньше значений, указанных на линии.

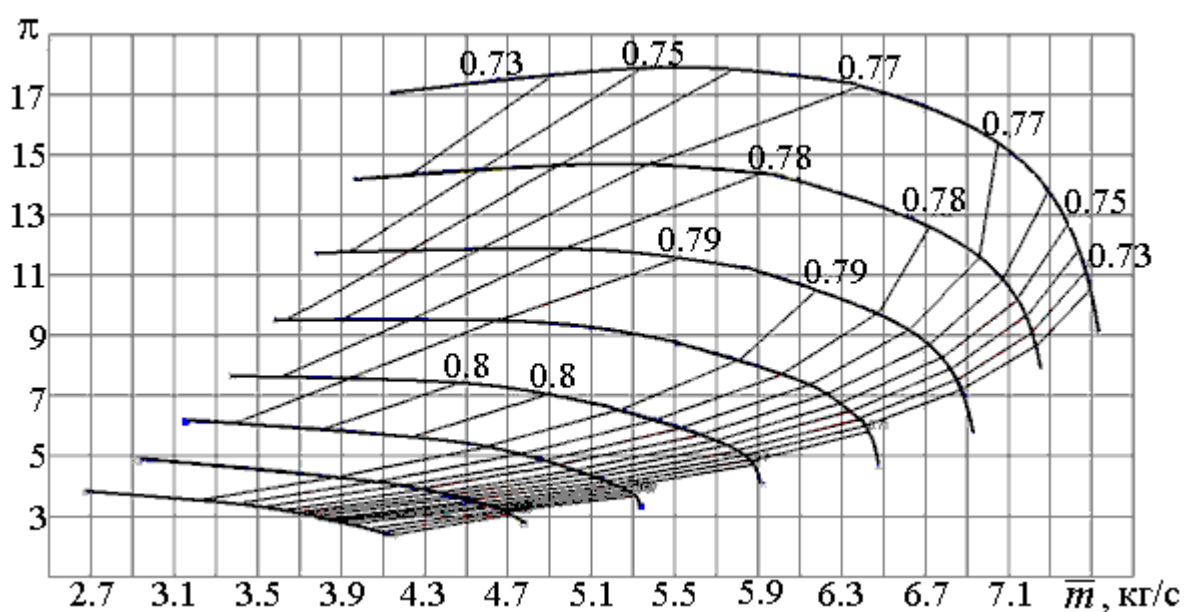


Рис. 8.6.7. Универсальная характеристика четырехступенчатого воздушного центробежного компрессора с расчетным отношением давлений  $\pi = 9$  в широком диапазоне скоростей вращения

Универсальная характеристика показывает следующее:

- на режиме с расчетными оборотами влево от режима максимального КПД он уменьшается из-за обтекания лопаточных аппаратов с положительными углами атаки, а вправо от режима максимального КПД он уменьшается из-за обтекания лопаточных аппаратов с отрицательными углами атаки. Такое же влияние на КПД оказывает отклонение от оптимального режима по расходу при оборотах больше и меньше расчетных,

- при увеличении скорости вращения от расчетной скорости, максимальный КПД уменьшается из-за роста физических чисел Маха, и из-за рассогласования ступеней при «пережатии» газа,

– при уменьшении скорости вращения от расчетной скорости максимальный КПД уменьшается из-за рассогласования ступеней при «недожатии» газа.

Для того, чтобы учесть влияние начального давления и температуры, семейство характеристик воздушных ТК при разных оборотах, их можно представить в зависимости от параметра расхода  $\bar{m} \frac{\sqrt{T_i^*}}{P_i}$  при параметре  $\frac{n}{\sqrt{T_i^*}}$ , характеризующем скорость вращения. При построении универсальной характеристики их значения рассчитываются по величине температуры и давления в момент испытаний.

При использовании характеристики в расчетах нужно задать значения  $T_{n \text{ расч реж}}^*$ ,  $P_{n \text{ расч реж}}^*$ , при которых должен работать ТК, и рассчитать массовый расход и скорость вращения, соответствующие требуемому отношению давлений:

$$\bar{m}_{\text{расч реж}} = \left( \bar{m} \frac{\sqrt{T_n^*}}{P_n} \right)_{\text{у.х.}} \times \left( \frac{P_n^*}{\sqrt{T_n^*}} \right)_{\text{расч реж}}, \quad (8.6.11)$$

$$n_{\text{расч}} = \sqrt{T_{n \text{ расч}}^*} \left( \frac{n}{\sqrt{T_n^*}} \right)_{\text{у.х.}}$$

## 8.7. ОХЛАЖДЕНИЕ ГАЗА В КОМПРЕССОРАХ

Главная цель охлаждения газа в ТК заключается в уменьшении политропной работы сжатия. Подводимая к газу механическая энергия повышает температуру газа. Горячий газ более упруг, и для его сжатия требуется большая затрата энергии. Если представить гипотетическую возможность отвести тепло сжатия и сохранить в процессе сжатия постоянной начальную температуру газа, то затрата энергии на такое изотермное сжатие была бы меньше, чем на политропное сжатие без теплоотвода:

$$h_{из} = RT_n * \ln \pi < h_p = \frac{n}{n-1} RT_n (\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1). \quad (8.7.1)$$

Для идеального воздушного компрессора с КПД  $\eta=1,0$  соотношение работы изотермного и изоэнтропного сжатия представлено в таблице 8.7.1:

Таблица 8.7.1

Соотношение изотермного и изоэнтропного напоров  $h_{из} / h_p$   
в зависимости от отношения давлений при  $n = k = 1,4$

$\pi$	1,5	3	6	9	12	15
$h_{из} / h_p$	0,942	0,850	0,765	0,718	0,686	0,663

Реализация изотермного сжатия в идеальном воздушном компрессоре представляется целесообразной уже при небольшом отношении давлений  $\pi = 1,5$ , обещающая заметную экономию в 6% потребляемой мощности. Однако поддержание постоянной начальной температуры сжимаемого газа невозможно в принципе, так как для теплоотвода требуется некоторая разность температур. Практически применимые способы снижения работы сжатия рассмотрены ниже.

**Предварительное охлаждение.** В некоторых технологических установках начальная температура значительно больше температуры окружающей среды. Газ, поступающий на всасывание ТК, может быть охлажден атмосферным воздухом или водой в специальном теплообменнике. Экономия работы сжатия пропорциональна уменьшению начальной температуры, как это следует из формулы (8.7.1) для политропного напора. Предварительное охлаждение нельзя реализовать в подавляющем большинстве компрессорных установок.

**Испарительное охлаждение.** В проточную часть подается мелкодисперсная влага, испаряющаяся при нагревании газа в процессе сжатия. Большая теплоемкость парообразования уменьшает температуру газа, понижая показатель политропы и уменьшая политропный напор.

Практически идет речь о впрыске воды. Вопросы такого охлаждения рассмотрены в [2]. На рис.8.7.1 представлен расчетный анализ возможностей испарительного водяного охлаждения применительно к воздушным компрессорам. На рисунке приведены следующие данные:

$$- \mathcal{E}\% = \frac{H_i - H_{i\text{впр}}}{H_i} - \text{экономия в \%}, \text{ т.е. уменьшение внутреннего напора}$$

ТК при впрыске воды,

-  $\tilde{m}_{\text{впр}} = \bar{m}_{\text{впр}} / \bar{m}$  - доля массового расхода воды по отношению к расходу газа,

-  $\Delta T = T_{\text{квпр}} - T_H$  - повышение температуры при сжатии с впрыском воды.

Расчеты показывают, что при отношении давлений  $\pi=10$  ожидается экономия примерно 25% в случае полного насыщения воздуха водяными парами при  $\tilde{m}_{\text{впр}} \approx 5\%$ . Не эффективна подача избыточной воды для дальнейшего охлаждения за счет контактного теплообмена – рис. 8.7.1 в).

Подача воды в проточную часть ОК газотурбинных двигателей иногда применяется для кратковременного повышения мощности. В компрессорных установках промышленного назначения такой способ не получил широкого распространения по следующим причинам:

– опасность эрозионного износа. Капли подаваемой воды сами по себе не представляют опасности. Но они служат центрами коагуляции для содержащихся в газе загрязняющих твердых частиц, что усиливает эрозию. Применяемые фильтры на всасывании не всегда эффективны;

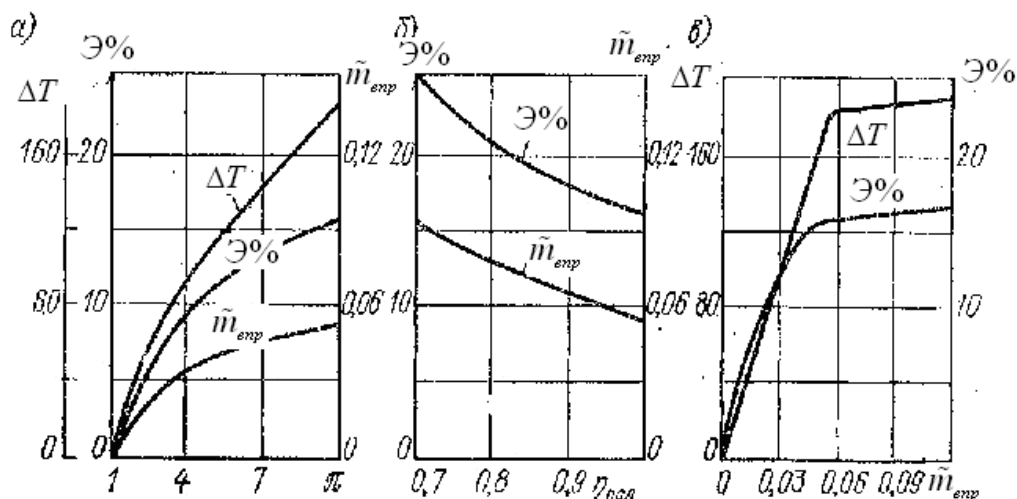


Рис. 8.7.1. Зависимость предельных возможностей испарительного охлаждения: (а) – от отношения давлений, (б) – от политропного КПД, (в) – от расхода впрыскиваемой влаги

– опасность коррозии. Опасность уменьшается при контроле количества подаваемой воды. Оно не должно превышать количества, которое полностью испаряется после подачи. Требуется применять антикоррозионные покрытия деталей проточной части. Тем не менее, опасность коррозии остается реальной;

– опасность отложения содержащихся в воде солей, искажающего форму и размеры проточной части,

Как показано на рис. 8.7.1, количество воды для эффективного испарительного охлаждения равно 5 – 6% от массового расхода воздуха. Соответствующее количество водяного пара должно быть сжато в проточной части с дополнительной затратой мощности.

В большинстве компрессорных установок подача влажного газа в обслуживаемую сеть неприемлемо. На выходе из компрессора может быть организовано влагоотделение за счет понижения температуры сжатого газа. В особо ответственных случаях (пневматические сети автозаводов) помимо обычных концевых теплообменников, охлаждаемых водой с температурой окружающей среды, применяют холодильные установки.

Целесообразность широкого применения испарительного охлаждения по перечисленным причинам вызывает сомнения. Данные по специально разработанным промышленным ТК с таким охлаждением автору не известны. Есть публикации по впрыску воды в существующие ЦК – дополнительно к описываемому ниже стандартному промежуточному охлаждению. Следует иметь в виду, что отношение давлений неохлаждаемых



секций, куда впрыскивается вода, имеет порядок  $\pi \sim 3$ . В [2] указано, что при этом ожидаемая экономия равна примерно 5% при необходимости подавать в проточную часть примерно такое же количество воды. Затраты на сжатие водяного пара или химподготовку воды очевидно близки к экономии от охлаждения. Вероятно, суммарный положительный эффект не может быть большим.

**Внутреннее охлаждение.** Водяное охлаждение внутренних полостей проточной части применительно к осевым компрессорам не имеет смысла, так как поверхность корпуса, который можно охлаждать, абсолютно недостаточна для существенного теплоотвода. Внутреннее охлаждение ЦК широко применяли до первой трети прошлого столетия, когда ЦК имели прямой электропривод без повышающей передачи. Компрессоры отличались большими радиальными размерами при малой ширине каналов и относительно небольшой скорости движения газа. При этих условиях мог быть обеспечен теплоотвод, достаточный для уменьшения работы сжатия.

Меридиональный разрез компрессора такого типа показан на рис. 8.7.2.

Внутреннее охлаждение усложняет конструкцию. Охлаждаемые полости трудно очищать от солевых отложений. Сейчас внутреннее охлаждение применяется, когда нельзя допустить значительного повышения температуры сжимаемого газа – повышение агрессивности, полимеризация с образованием твердых фракций и пр., пример на рис.8.7.3.

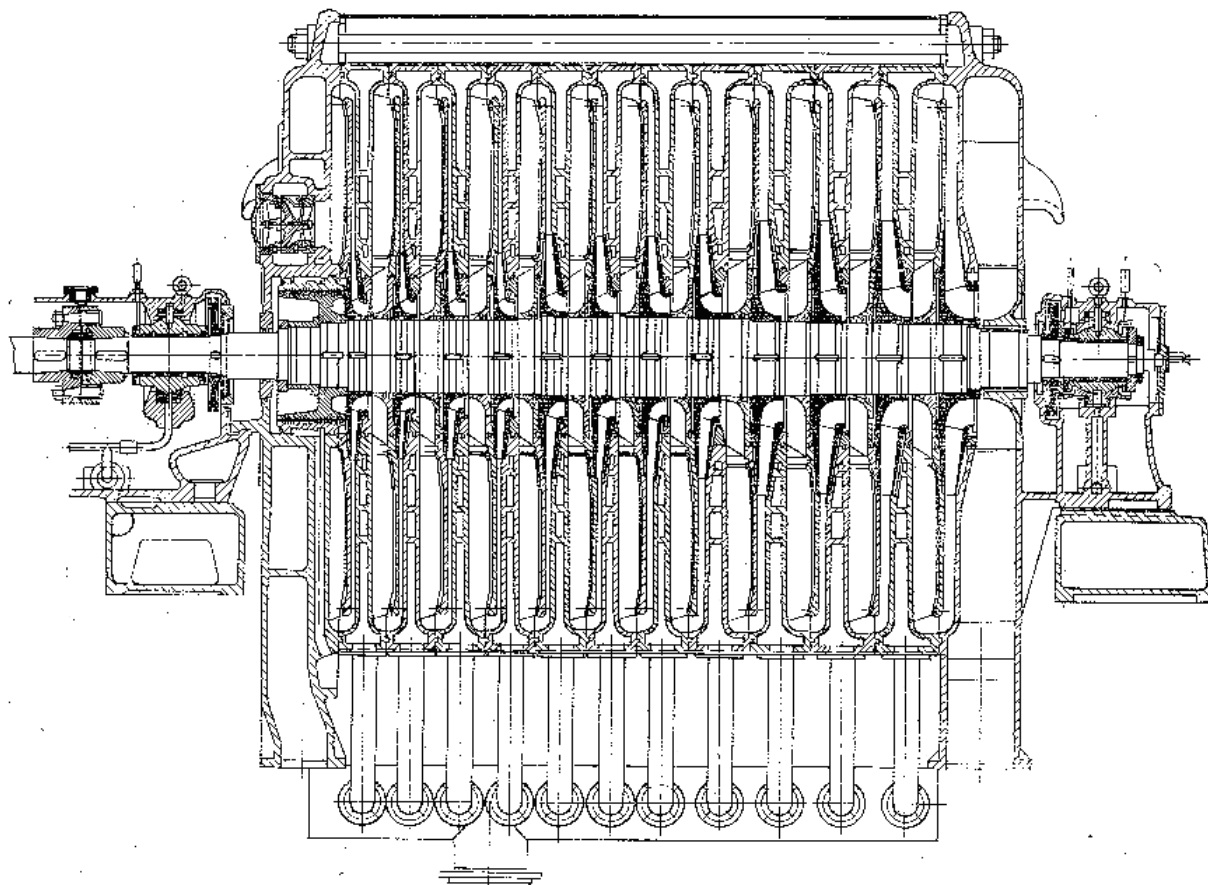


Рис. 8.7.2. Меридиональный разрез центробежного компрессора с внутренним охлаждением [17]

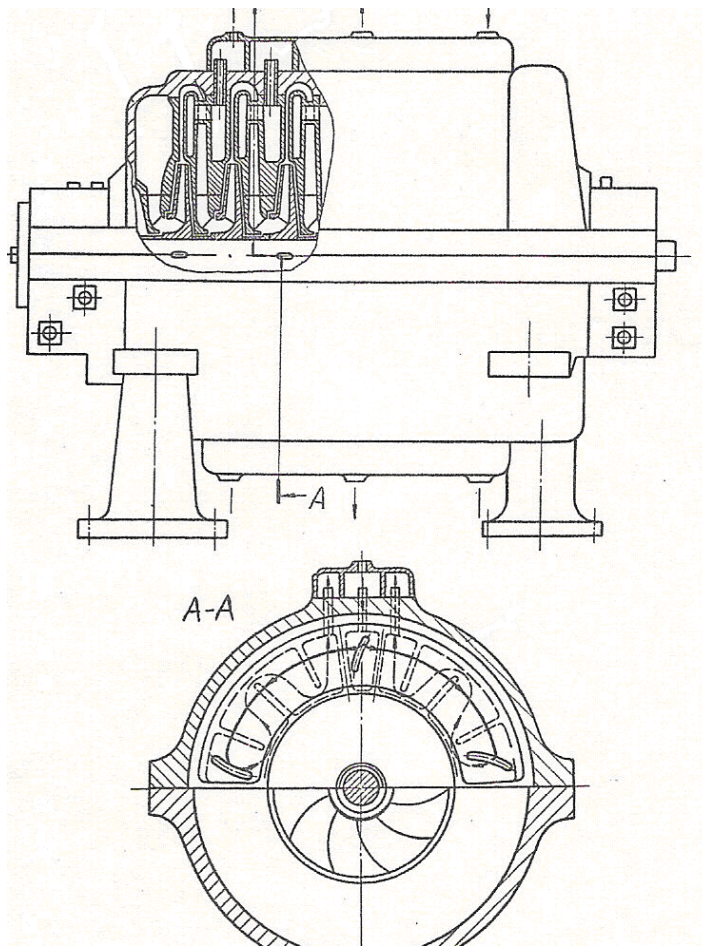


Рис. 8.7.3. Центробежный компрессор с внутренним охлаждением для сжатия ацетилена (НИТК – ККЗ, г. Казань)

**Промежуточное охлаждение.** Основной вид охлаждения для уменьшения работы сжатия – это промежуточное охлаждение между неохлаждаемыми группами (секциями) центробежных ступеней. Газ выводится из проточной части и охлаждается в теплообменниках. Схема ЦК с промежуточным охлаждением представлена на рис. 8.7.4. Ступени компрессора разделены на три секции. Из первой и второй секций газ выводится в охлаждаемые водой теплообменники. Охлажденный газ поступает на всасывание соответственно второй и третьей секции.

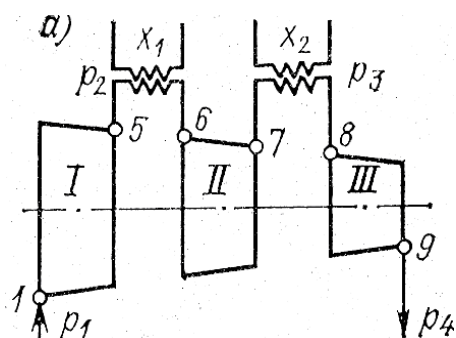


Рис.8.7.4. Схема центробежного компрессора с промежуточным охлаждением.

Представление о конструкции ЦК с промежуточным охлаждением дает рис. 8.7.5, где представлен продольный разрез шестиступенчатого компрессора с двумя ступенями в каждой секции.

Промежуточное охлаждение значительно усложняет компрессор и установку в целом. При расположении РК ступеней на одном валу появляется необходимость в устройстве промежуточных выходных и входных камер. У одновальных осевых компрессоров можно устроить не более одного промежуточного охлаждения, у центробежных – не более двух, максимум трех промежуточных охлаждений. . На рис. 1.3.10 показан осевой компрессор в составе двух секций встречного вращения. При такой компоновке промежуточное охлаждение может быть реализовано. Как правило, промежуточное охлаждение применяется только в центробежных компрессорах промышленного назначения. У ОК и ЦК при многокорпусном исполнении между корпусами обычно делают промежуточное охлаждение.

Термодинамический эффект от промежуточного охлаждения при идеальном процессе сжатия и охлаждения демонстрирует  $T-S$  - диаграмма на рис. 8.7.6. Идеальный процесс предполагает отсутствие потерь в проточной части ТК ( $\eta = 1, n = k$ ), отсутствие потерь давления в промежуточных охладителях и охлаждение газа в них до начальной температуры на входе в компрессор.

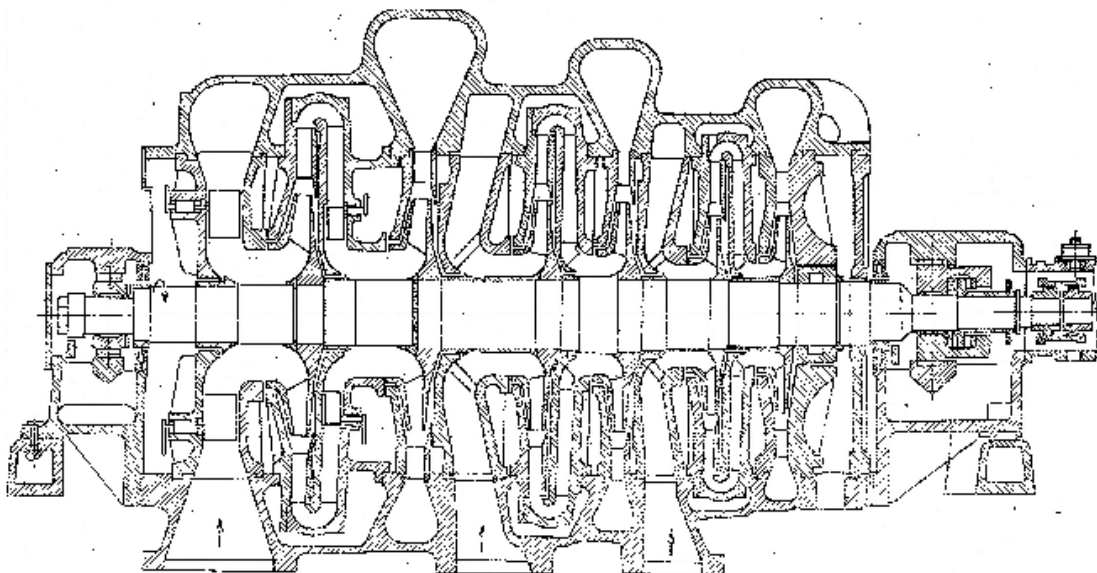


Рис. 8.7.5. Продольный разрез компрессора К-905-61-1 (Невский завод)

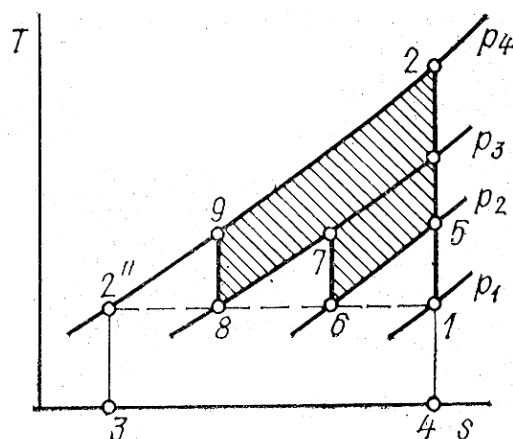


Рис. 8.7.6.  $T-S$  диаграмма сжатия идеального компрессора с двумя промежуточными охлаждениями

Площадь под линией  $T_1 = const$  между точками 1 и 2'' пропорциональна работе изотермического сжатия и перемещения  $H_{из} = RT_n \ln \pi$ . У идеального неохлаждаемого компрессора процесс сжатия изоэнтروпный – линия 1 – 2,  $H_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_n \left( \pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$ . Эта работа пропорциональна площади 4 – 2 – 2'' – 3. Экономия от изотермного сжатия пропорциональна площади 1 – 2 – 2''.

При двух промежуточных охлаждениях в первой секции давление повышается до  $p_2$ . Политропная работа секции пропорциональна площади под линией изобары 5 – 6. В идеальном промежуточном газоохладителе снижение температуры до температуры на входе в секцию происходит при постоянном давлении, т.е. по линии 5 – 6. Аналогично работают вторая секция и второй теплообменник.

Работа сжатия при промежуточном охлаждении складывается из работ неохлаждаемых секций. Экономия от охлаждения пропорциональна заштрихованной площади 5 – 2 – 9 – 8 – 7 – 6.

При увеличении количества промежуточных охлаждений экономия приближается к экономии при изотермическом сжатии. Практически количество промежуточных охлаждений не может быть больше, чем число ступеней минус единица.

Реальная экономия от промежуточного охлаждения значительно меньше. Процесс сжатия в реальном компрессоре иллюстрирует  $T-S$  – диаграмма на рис. 8.7.7.

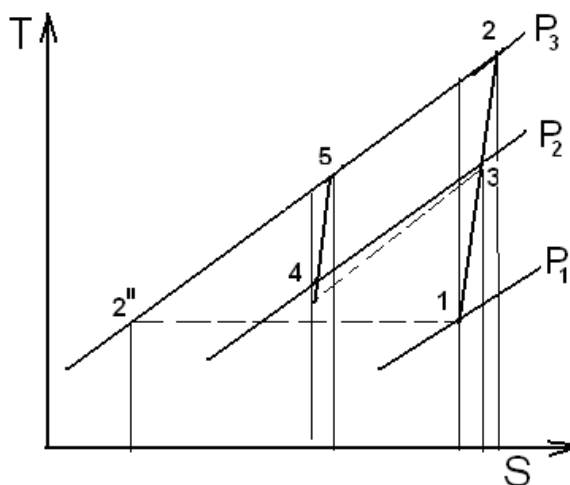


Рис. 8.7.7.  $T-S$  – диаграмма реального компрессора с одним промежуточным охлаждением

В отличие от идеального ТК в реальности надо учитывать следующее:

– КПД неохлаждаемых секций менее единицы, показатель политропы больше показателя изоэнтропы. Линия процесса сжатия 1–2 отклоняется

вправо. Площадь под линией процесса эквивалентна потерям напора в проточной части,

– движение газа в газоохладителе сопровождается потерей давления на преодоление его сопротивления. Штриховая линия процесса охлаждения проходит ниже изобары конечного давления первой секции,

– снизить температуру газа в газоохладителе до температуры на входе в компрессор в большинстве случаев невозможно. Обычно температура газа на входе в компрессор близка к атмосферной. Такую же температуру имеет хладагент (вода, реже воздух). Процесс теплопередачи требует, чтобы хладагент был холоднее охлаждаемого газа.

При промежуточном охлаждении суммарное отношение давлений секций должно быть больше отношения давлений компрессора для компенсации потери давления в газоохладителе. Более высокая температура на входе во вторую секцию снижает эффект от промежуточного охлаждения.

Проблемы промежуточного охлаждения ЦК подробно рассмотрены в [17]. Системам охлаждения в целом посвящена монография [2]. Из этих двух источников заимствованы приводимые ниже иллюстрации. Основные энергетические соотношения представлены в [17] следующим образом:

Внутренний напор секций можно представить в виде:

$$H_{i\text{охл}} = \frac{H_{p\text{охл}}}{\eta_i} = \frac{\int_n^k \frac{RT}{p} dp}{\eta_i} = \frac{RT_{cp} \ln \pi}{\eta_i}, \quad (8.7.2)$$

где  $\eta_i$  – политропный КПД секций с учетом потерь в газоохладителях,  $T_{cp}$  – средняя температура газа в компрессоре.

По определению изотермный КПД есть отношение изотермной работы сжатия  $H_{из}$  к затраченной работе  $H_{i\text{охл}}$ , откуда следует связь между изотермным КПД и политропным КПД секций:

$$\eta_{из} = \frac{H_{из}}{H_{i\text{охл}}} = \eta_i \frac{RT_n \ln \pi}{RT_{cp} \ln \pi} = \eta_i \frac{T_n}{T_{cp}}. \quad (8.7.3)$$

Изотермный КПД тем выше, чем выше политропный КПД секций (с учетом потерь в холодильниках) и чем ближе средняя температура газа в процессе сжатия к начальной температуре.

Затраченная работа секций как сумма их работ равна:

$$H_{i_{охл}} = \frac{k}{k-1} R \left[ T_n \left( \pi_1^{\frac{k-1}{k\eta_1}} - 1 \right) + T_{n2} \left( \pi_2^{\frac{k-1}{k\eta_2}} - 1 \right) + \dots + T_{nn} \left( \pi_n^{\frac{k-1}{k\eta_n}} - 1 \right) \right], \quad (8.7.4)$$

откуда:

$$\eta_{из} = \frac{\ln \pi}{\frac{k}{k-1} \left[ \pi_1^{\frac{k-1}{k\eta_1}} - 1 + \frac{T_{n2}}{T_n} \left( \pi_2^{\frac{k-1}{k\eta_2}} - 1 \right) + \dots + \frac{T_{nn}}{T_n} \left( \pi_n^{\frac{k-1}{k\eta_n}} - 1 \right) \right]}. \quad (8.7.5)$$

Из соотношения (8.7.5) следует, что для расчета изотермного КПД компрессора при известных параметрах его секций требуется знать температуры на их входе и связать отношение давлений секций с отношением давлений компрессора. С учетом потерь в газоохладителях отношение давлений компрессора меньше произведения отношения давлений в ступенях сжатия  $\pi < \pi_1 \pi_2 \dots \pi_n$ ,  $n$  - количество секций.

При проектировании газоохладителей стремятся добиться величины недоохлаждения  $\Delta T_{но} = T_{nn} - T_n$  в пределах 10 – 12 К. Соответственно отношение температур при известном недоохлаждении равно:

$$\frac{T_{nn}}{T_n} = 1 + \frac{\Delta T_{но}}{T_n} \sim 1 + \frac{10-15K}{T_n}. \quad (8.7.6)$$

Выбором размеров и формы газоохладителей стараются добиться, чтобы потеря давления в нем не превышала 3 – 5% от давления на входе:

$$\frac{\Delta p_{zo}}{p_n} \leq 0,03 - 0,05. \quad (8.7.7)$$



Связь отношения давлений компрессора и секций устанавливает соотношение:

$$\pi = e \pi_1 \pi_2 \dots \pi_n, \quad (8.7.8)$$

Коэффициент  $e$ , учитывающий потерю давления равен, например, при трех промежуточных охлаждениях:

$$e = 1 - \frac{\Delta p_{zo1}}{p_n \pi_1} - \frac{\Delta p_{zo2}}{p_n \pi_1 \pi_2} - \frac{\Delta p_{zo3}}{p_n \pi_1 \pi_2 \pi_3}, \quad (8.7.9)$$

и т.д.

Эффективность промежуточного охлаждения возрастает с ростом повышения температуры газа при сжатии без охлаждения:

$$\Delta T_{но} = T_n \left( \pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right). \quad (8.7.10)$$

Промежуточное охлаждение тем эффективнее, чем больше отношение давлений, меньше политропный КПД секций, и чем больше показатель изоэнтропы сжимаемого газа. У воздушных ЦК одно промежуточное охлаждение делают иногда уже при отношении давлений  $\pi \sim 4,0$ . Так называемые ЦК общего назначения при  $\pi = 8 - 10$  имеют два – три промежуточных охлаждения в зависимости от общей схемы и числа ступеней. При выборе количества охладений нужно иметь в виду, что добавление каждого последующего приносит все меньшую экономию. У идеального компрессора наибольшая экономия получается при одинаковом отношении давлений во всех  $n$  секциях:

$$\pi_{секц.опт} = \sqrt[n]{\pi_{компр}} \quad (8.7.11)$$

В реальном компрессоре с учетом недоохлаждения экономия больше, когда отношение давлений первой секции несколько больше, чем у остальных. Отклонение от этих правил несущественно влияет на экономию. Практически разбивка отношения давлений между секциями получается зависящей от числа ступеней в секции, соотношения диаметров РК и их коэффициентов напора. При решении этих вопросов важнее учитывать соображения, обсуждаемые в разделе 8.2 (схемы проточной части ЦК).

Вопросы оптимизации промежуточного охлаждения конкретного компрессора решаются путем вариантных расчетов. Соответствующие возможности предоставляет программа ODCC-G4E Метода универсального моделирования. Ниже приведены данные по одному из вариантов воздушного компрессора с производительностью 5 кг/с и отношением давлений  $\pi = 10$ . Рассматривается «классическое» одновальное шестиступенчатое исполнение с тремя группами ступеней разного диаметра. Выходной файл приближенного вариантного расчета дает достаточно подробную информацию о варианте:

Таблица 8.7.1

Параметры шестиступенчатого воздушного ЦК с двумя промежуточными охлаждениями

№	Тип	$\Phi_{расч}$	$M_u$	$\psi_T$	$Re_u$	$u_2$	$D_2$	$\eta$	$T_n$	$T_k$
1	2D+V D	0,080	0,891	0, 6	$0,93 \times 10^6$	303,3	0,47 2	0,796	288,0	344, 2
2	2D+V D	0,058	0,815	0, 6	$1,29 \times 10^6$	303,3	0,47 2	0,842	344,2	400, 9
3	2D+V D	0,047	0,782	0, 6	$1,76 \times 10^6$	273,0	0,42 5	0,825	303,0	349, 1
4	2D+V D	0,036	0,729	0, 6	$2,30 \times 10^6$	273,0	0,42 5	0,831	349,1	395, 6
5	2D+V D	0,027	0,729	0, 6	$3,23 \times 10^6$	257,8	0,40 1	0,799	303,0	344, 9
6	2D+V D	0,021	0,692	0, 6	$4,08 \times 10^6$	257,8	0,40 1	0,788	344,9	387, 3

Mass flow,  $m= 5.00 \text{ kg/s}$   
 Outlet pressure,  $P_{out}= 9.900 \text{ Atm } (9.7020\text{E}+05 \text{ Pa})$   
 Inlet pressure,  $P_{in}= .990 \text{ Atm } (9.7000\text{E}+04 \text{ Pa})$   
 Inlet temperature,  $T_{in}= 288.00 \text{ K}$   
 Isentropic coefficient,  $k= 1.4000$   
 Gas constant,  $R= 287.00 \text{ J/kg/K}$   
 Dynamic viscosity coefficient,  $\mu= 1.8000\text{E}-04 \text{ n}^*\text{/m}^2$   
 Amount of rotors,  $n_r=1$   
 Amount of stages on rotor #1,  $n_{st}=6$   
 Intercooler after stage #2,  $dT_c=15.00 \text{ K}$ ,  $dP_c=5.000 \%$   
 Intercooler after stage #4,  $dT_c=15.00 \text{ K}$ ,  $dP_c=5.000 \%$   
 Thermal Efficiency,  $\eta_{At}=0.653$   
 Power consumption,  $N_c=1455.46 \text{ kW}$

Приемлемый, но не высокий изотермный КПД, равный 0,653, типичен для ЦК такого типа. Невысокая эффективность связана с низкими коэффициентами расхода  $\Phi_{расч}$  конечных ступеней и с большими значениями недоохлаждения (15 К) и потерями давления в воздухоохладителях (5%). Расчет такого же варианта с лучшими показателями воздухоохладителей – недоохлаждение 10 К, потеря давления 3% – дал величину изотермного КПД, равную 0,672. От компрессора на те же параметры с более прогрессивной двухвальной четырехступенчатой схемой и тремя промежуточными охлаждениями можно ожидать изотермный КПД порядка 70%.

Наряду с КПД для оценки охлаждаемых компрессоров используют коэффициент  $\mathcal{E}$  – экономия:

$$\mathcal{E} = \frac{H_i - H_{i_{охл}}}{H_i} = \frac{N_i - N_{i_{охл}}}{N_i} . \quad (8.7.12)$$

Для эквивалентного неохлаждаемого компрессора в приведенном примере внутренняя мощность при политропном КПД 83% равна 1747 кВт, а по результату расчета варианта с двумя охлаждениями – 1455 кВт.

Соответственно,  $\mathcal{E} = \frac{N_i - N_{i_{охл}}}{N_i} = \frac{1747 - 1455}{1747} = 0,167$ . Экономия потребляемой

мощности в 16,7% безусловно заслуживает усилий по организации промежуточного охлаждения.

При расчете экономической эффективности охлаждения нужно учесть стоимость циркуляционной охлаждающей воды, более высокую стоимость охлаждаемых компрессоров и большую стоимость их обслуживания в процессе эксплуатации. Целесообразность применения промежуточного охлаждения определяется энергетическим балансом в технологическом цикле предприятия. Например, на металлургических заводах при подаче дутья в блоки разделения воздуха оно облегчает исполнение конечного охладителя, и полезно. При дутье на доменную печь, с последующим подогревом дутья в кауперах и фурмах печи, промежуточное охлаждение нецелесообразно.

Промежуточное охлаждение значительно усложняет компрессор и установку в целом. Сами газоохладители и коммуникации по размеру больше собственно компрессора, что демонстрирует типичная схема установки центробежного компрессора с промежуточными газоохладителями – рис. 8.7.8.

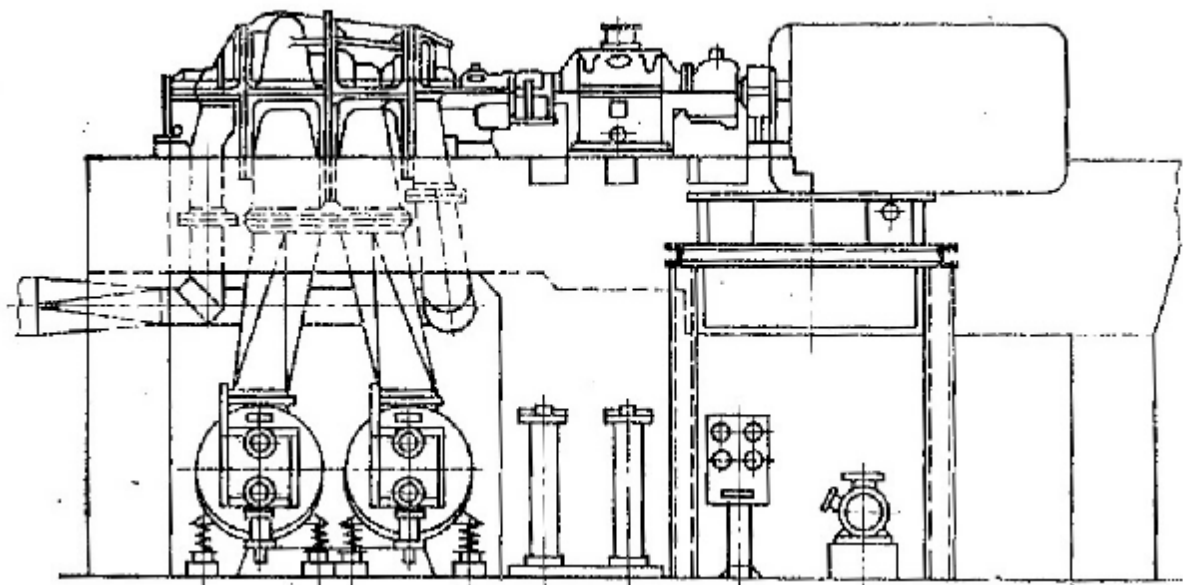


Рис. 8.7.8. Подвальная компоновка промышленного ЦК с промежуточным охлаждением

В компрессорах низкого и среднего давления применяют кожухотрубные газоохладители, принцип устройства которого демонстрирует рис. 8.7.9. Оребренные снаружи трубы заделаны в трубные доски. Доски закрыты крышками с перегородками, образующими многократное прохождение воды внутри труб. Трубный пучок помещен в кожух, в котором трубы снаружи обтекаются охлаждаемым газом.

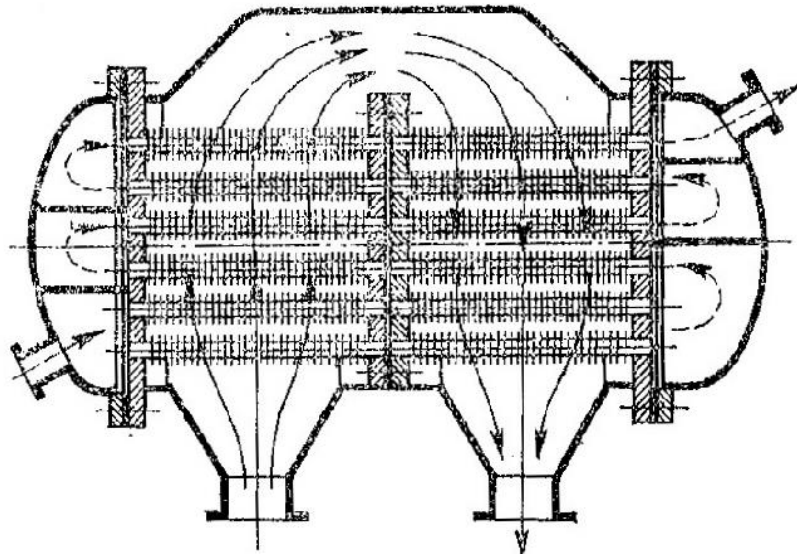


Рис. 8.7.9. Принцип устройства кожухотрубного газоохладителя.

Соотношения размеров газоохладителя на рис. 8.7.9 соответствуют небольшому объемному расходу газа. Типичная схема газоохладителя промышленного центробежного компрессора показана на рис. 8.7.10. Обратим внимание на то, что движение воды организовано таким образом, чтобы максимально приблизиться к принципу противотока.

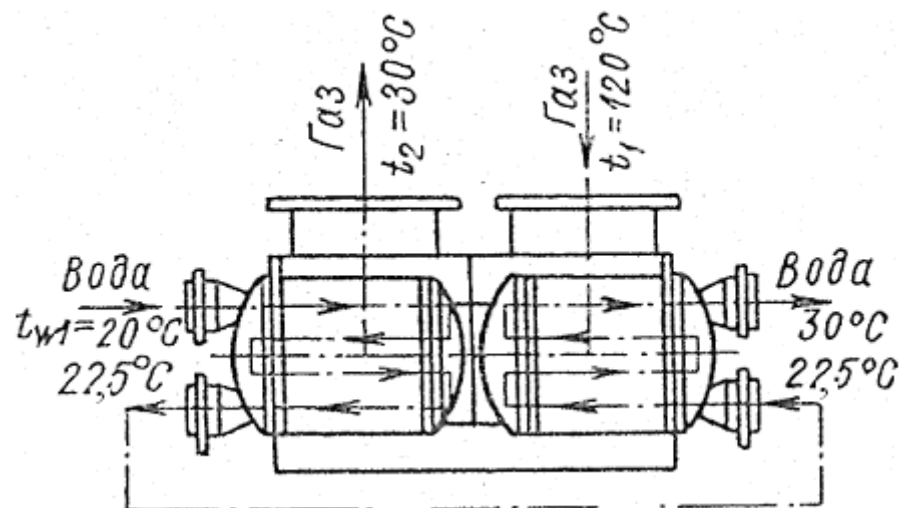


Рис. 8.7.10. Схема промежуточного газоохладителя промышленного центробежного компрессора – два последовательно обтекаемых газом трубных пучка в общем корпусе [17].

Наружное оребрение труб необходимо для улучшения теплоотвода от газа, плотность которого многократно уступает плотности охлаждающей воды, движущейся внутри труб. Шахматное расположение труб в пучке демонстрирует рис. 8.7.11.

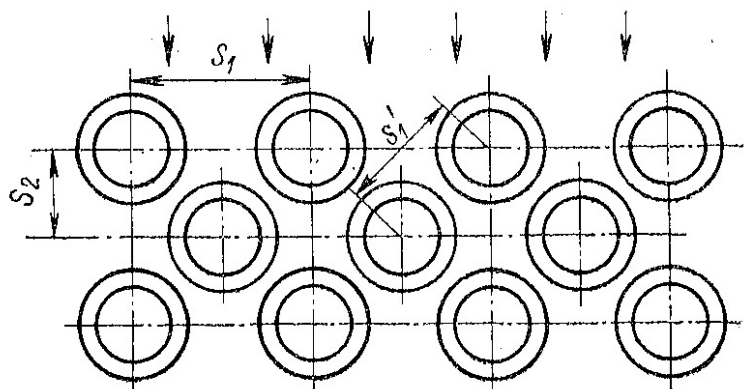


Рис. 8.7.11. Компоновка трубного пучка

На рис. 8.7.12 показаны оребренные трубы четырех типов.

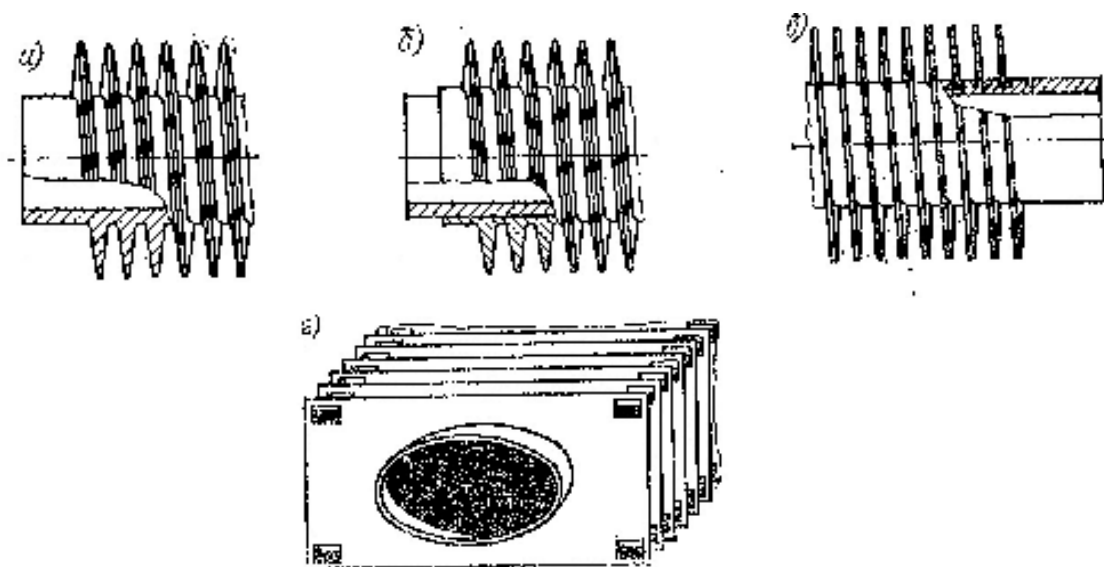


Рис. 8.7.12. Трубы с наружным оребрением: (а) – цельнокатаная монометаллическая труба, (б) – цельнокатаная биметаллическая труба, (в) – с ленточным оребрением, (г) – с насадными ребрами [2]

Вариант г) представляет разнообразные трубы, имевшие исключительное применение в прошлом. Такие трубы изготавливались из красной меди и латуни. Для соединения труб, ребер и промежуточных втулок требуется дорогостоящий припой. Для насадки ребер использовался низкопроизводительный ручной труд. Овальная форма трубы (и сходные другие формы) уменьшает сопротивление при обтекании газом, но их трудно очищать изнутри. Большее распространение имеют круглые трубы, поскольку их отчистка от водяной накипи легко осуществляется механически. Альтернативные конструкции а), б), в) изготавливаются на механическом оборудовании, обычно из стальных труб с алюминиевым оребрением.

При выборе размеров газоохладителя следует иметь в виду несколько требований:

- свободная фронтальная поверхность трубного пучка должна соответствовать скорости потока порядка 10 м/с. При большей скорости могут быть неприемлемые потери давления в газоохладителе. При меньшей скорости для нужной теплоотдачи потребуется большая поверхность охлаждения. Понятно, что скорость обтекания трубок в пучке значительно больше из-за загромождения проходного сечения трубками,

- глубина трубного пучка должна обеспечивать нужную теплоотдачу, но при этом иметь приемлемое сопротивление,

– суммарное сечение трубок для пропуска воды должно быть таким, чтобы скорость ее движения была примерно 1,5 – 2 м/с. Такая скорость обеспечивает нужную теплоотдачу при приемлемом сопротивлении, которое преодолевается насосом системы охлаждения. Количество воды, подаваемой в газоохладитель, определяется требуемым понижением температуры газа допустимым повышением температуры воды, которое равно примерно 10 К :

$$\bar{m}_{\text{воды}} = \bar{m}_{\text{компр}} \frac{C_{\text{р газа}}}{C_{\text{р воды}}} \frac{T_{\text{газавх}} - T_{\text{газавых}}}{T_{\text{водывых}} - T_{\text{водывх}}} . \quad (8.7.13)$$

В [17] изложен графоаналитический способ определения размеров трубного пучка конкретного газоохладителя при известных коэффициентах потерь и теплоотдачи. В настоящее время задачу оптимального проектирования газоохладителей целесообразно решать компьютерными методами.

**Центробежные компрессоры с встроенными охладителями.** Стремление к компактности установки и возможности осуществить охлаждение после каждой ступени при одновальной схеме привели к появлению разнообразных конструкций ЦК с водяными газоохладителями внутри корпуса. Наиболее жизненной оказалась схема с двумя вертикальными трубными пучками по обе стороны ступени. Схема проточной части ступени с охладителями показана на рис. 8.7.13 и 8.7.14.



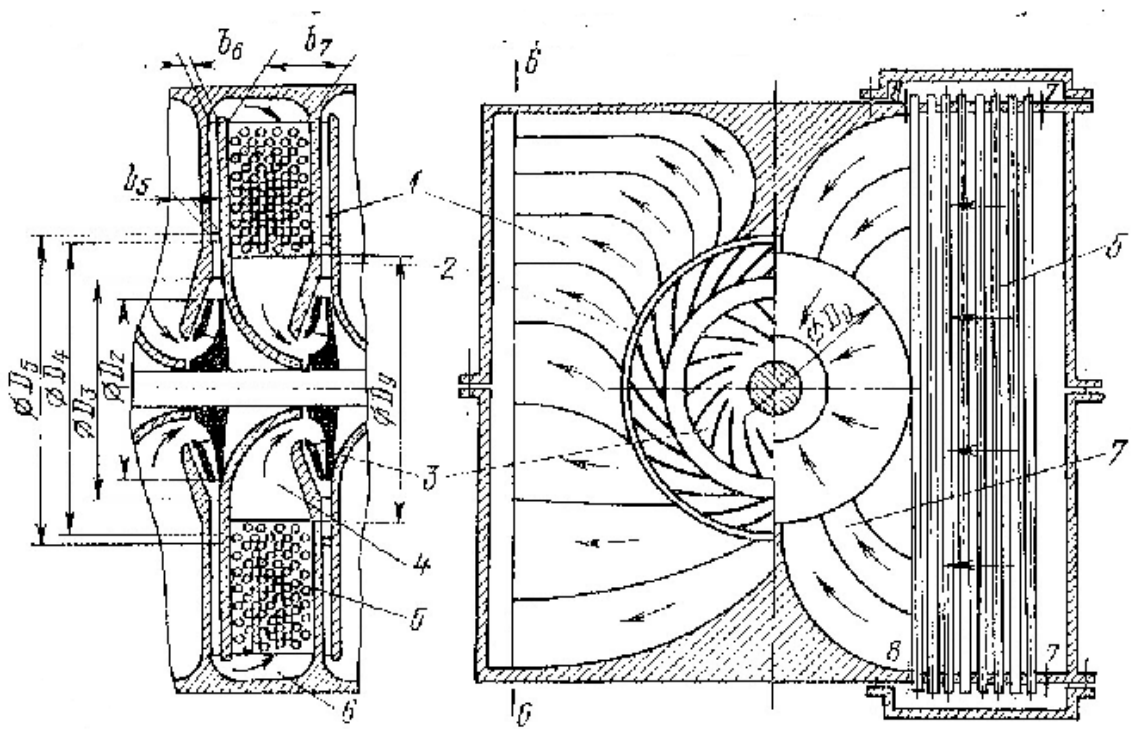


Рис. 8.7.13. Схема проточной части центробежной ступени с двумя внутренними пучками газоохладителя

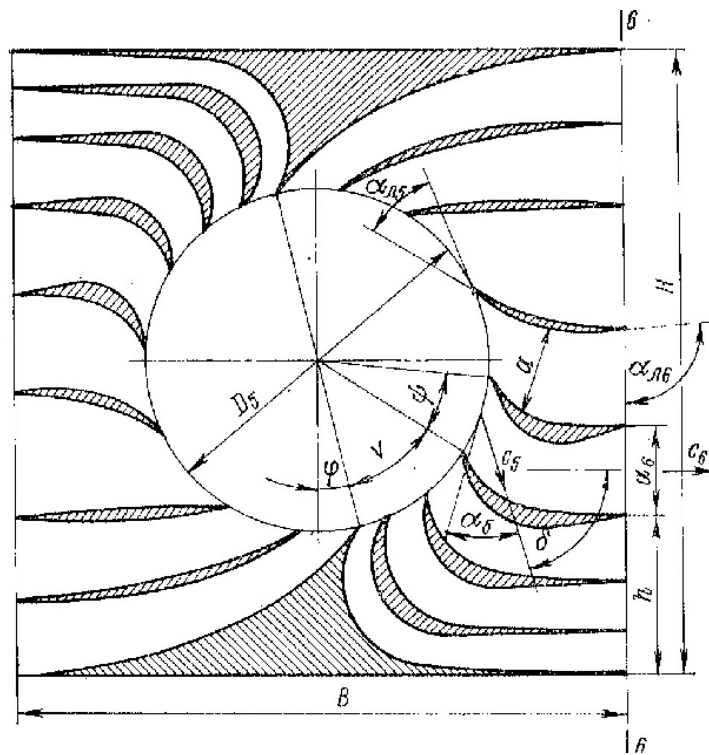


Рис. 8.7.14. Направляющий аппарат ступени с двумя встроенными газоохладителями [19]

При таком размещении газоохладителей в проточной части появляются специфические элементы проточной части для подвода и отвода газа:

- направляющий аппарат для преобразования циркуляционного течения после диффузора в два плоских потока – рис. 8.7.14,
- два плоских колена для поворота потока на  $180^\circ$  с одновременным значительным расширением – рис. 8.7.15,
- подводящие каналы от газоохладителей к следующей ступени – схема показана в правой части рис. 8.7.13.

Расчетно – теоретически и экспериментально элементы проточной части были исследованы на кафедре компрессоростроения ЛПИ в 1970-е гг., проведены испытания модельной ступени. По проекту кафедры Научно-исследовательский институт турбокомпрессоростроения (г. Казань) построил экспериментальный компрессор с встроенными охладителями производительностью  $160 \text{ м}^3/\text{мин}$  и отношением давлений  $\pi = 8$ . Впоследствии более прогрессивной была признана и реализована многовальная схема.

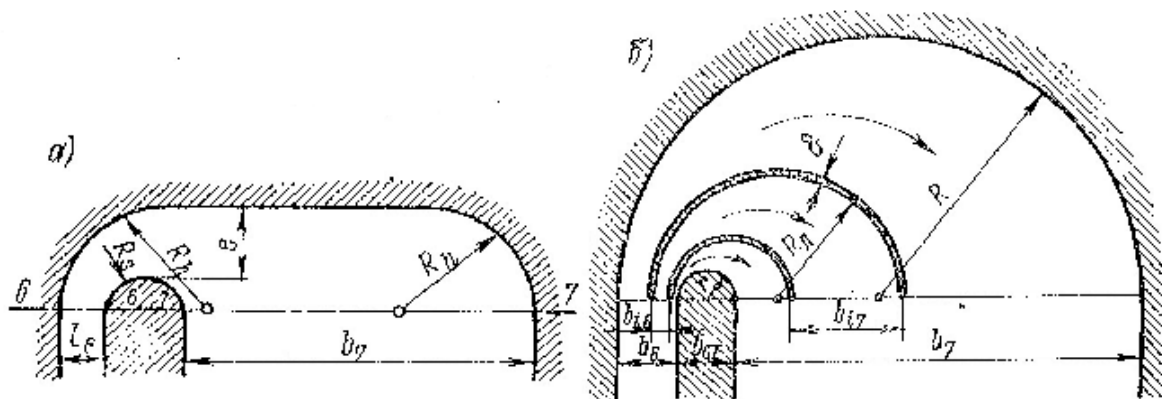


Рис. 8.7.15. Варианты плоского поворотного колена ступени с двумя встроенными газоохладителями [19]

Некоторые мировые производители имеют такие ЦК в производственной программе до настоящего времени. Охлаждение после каждой ступени приближает процесс к сжатию с постоянной температурой,

почему в западной литературе их именуют «изотерм - компрессорами». На рис. 8.7.16 показан пример современного изотерм - компрессора.

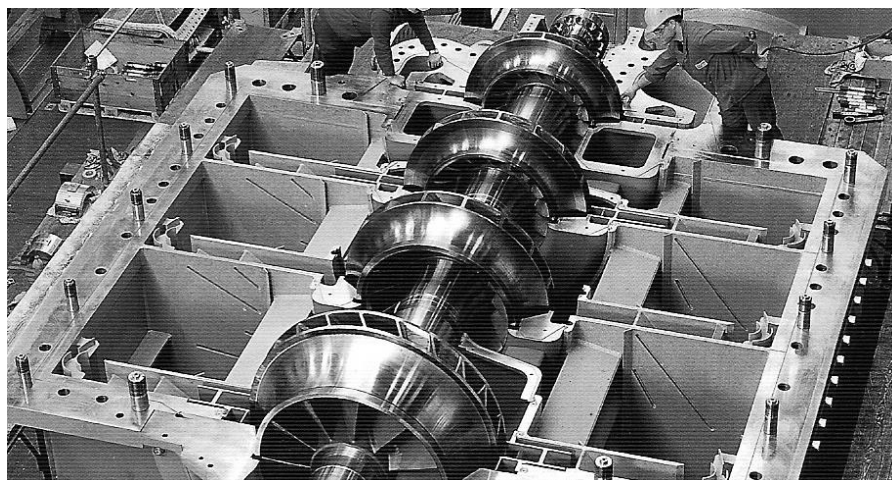


Рис. 8.7.16. Современный центробежный компрессор с встроенными газоохладителями. Вид на горизонтальный разъем (МАН – ГХХ, Цюрих)

Для получения приемлемых коэффициентов расхода последних ступеней, первые ступени изотерм - компрессоров делают высокорасходными, с пространственными осерадиальными рабочими колесами. Совместно с охлаждением после каждой ступени это обеспечивает высокую эффективность. Компрессоры общего назначения с отношением давлений  $\pi \sim 9$  при пяти ступенях и четырех газоохладителях имеют изотермный КПД до 72% (данные производителей).

## 8.8. ПОДВОДЯЩИЕ И ОТВОДЯЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРА

**Общие положения.** По традиции проточная часть ТК делится на группу ступеней, на входные патрубки (ВП) и выходные устройства (ВУ). Входные патрубки и выходные устройства не считаются частью ступеней, а относятся собственно к компрессору и рассматриваются в этом разделе.

Скорости потока на входе и выходе ступеней весьма высоки. В осевых компрессорах коэффициенты расхода  $\varphi \approx 0,3 - 0,7$ , т.е. даже в дозвуковых компрессорах расходная скорость на входе в первую ступень может достигать 200 м/с. У центробежных компрессоров уровень расходных скоростей примерно вдвое меньше, но и такие скорости очень велики.

Промышленные ТК работают в технологических системах. В трубопроводах, связывающих систему воедино, скорости движения газов не могут быть большими во избежание неприемлемых гидравлических потерь. Зависимость потерь в трубопроводе длиной  $l$  от скорости при заданном массовом расходе  $\bar{m} = \rho c \pi \frac{d^2}{4}$  вытекает из известной формулы:

$$\Delta p = \rho \lambda_{(Re, \bar{k})} \frac{c^2 l}{2 d} :$$

$$\Delta p = \lambda_{(Re, \bar{k})} \rho^{1.5} \frac{\sqrt{\pi}}{4} \frac{l}{\sqrt{\bar{m}}} c^{2.5} . \quad (8.8.1)$$

Обычно скорости в трубопроводах турбокомпрессорных установок лежат в пределах 15 - 25 м/с, что значительно меньше скоростей газа на входе и выходе группы ступеней. Поэтому входные патрубки являются конфузорами, а выходные устройства – диффузорами. Аэродинамические требования к ВП и ВУ:

– минимальные потери напора, характеризующиеся коэффициентами потерь. По традиции характерной скоростью в выражении для коэффициента потерь является максимальная скорость в соответствующем канале. Для конфузорного входного патрубка это скорость на выходе, а для диффузорного ВУ это скорость на входе:

$$\zeta_{exn} = \frac{h_w}{\frac{c_{вых}^2}{2}}, \quad \zeta_{vy} = \frac{h_w}{\frac{c_{вх}^2}{2}}, \quad (8.8.2)$$

– наибольшая равномерность потока в кольцевом сечении на границе патрубка с группой ступеней. Неравномерность потока в меридиональном направлении вызывается неизбежным образованием пограничных слоев и поворотом потока в меридиональной плоскости, Неравномерность в окружном направлении возникает, если патрубков имеет несимметричную форму. При обработке результатов экспериментов (в том числе численных) неравномерность потока характеризуют коэффициентами неравномерности того или иного вида, например:

$$\chi_c = \frac{c_{m\max} - c_{mcp}}{c_{mcp}}, \text{ или } \omega = \frac{c_{m\min} - c_{mcp}}{c_{mcp}}. \quad (8.8.3)$$

Чем ближе к единице значение  $\chi_c$  или к нулю значение  $\omega$ , тем более благоприятны условия на входе в первую ступень после входного патрубка, или меньше неблагоприятное обратное влияние выходного устройства на течение в концевой ступени. Негативная роль неравномерности потока связана со следующими обстоятельствами:

- чем больше неравномерность потока, тем больше кинетическая энергия потока при заданном расходе. Потери в ступени после входного патрубка, или потери в самом выходном патрубке, пропорциональны кинетической энергии,

- при выравнивании неравномерного потока происходит замедление максимальной скорости с возможностью отрыва и соответствующих потерь,

- известно, что неравномерность потока на входе или выходе из рабочего колеса вызывает периодическую нестационарность обтекания его лопаток со всеми вытекающими неблагоприятными последствиями.

Профилирование патрубков производится с учетом перечисленных обстоятельств. Часто приходится считаться с габаритными ограничениями, затрудняющими создание патрубков с наилучшими показателями.

**Осевые входные патрубки.** Наименьшие потери и наиболее равномерное поле скоростей имеют патрубки, подводящие поток в осевом направлении. Такие патрубки гармонично сочетаются с центробежными ступенями, имеющими рабочие колеса, консольно-расположенные на концах валов. Примеры приведены на рис. 1.3.5, 1.3.6 б, 1.3.9 а. На рис. 1.3.5 показано, что такой патрубок состоит из осесимметричного конфузора с расположенным внутри него обтекателем торца вала.

Аэродинамическая схема такого обтекателя показана на рис. 8.8.1. У многовальных ЦК между ступенями расположены газоохладители. Трубопровод, подводящий газ из охладителя к патрубку, имеет достаточно протяженный прямой участок. Ускорение потока в патрубке делает тонким пограничный слой на выходе из патрубка. При плавных обводах конфузора и обтекателя структура потока практически равномерная, коэффициент потерь напора  $\zeta_{\text{вхл}} \sim 0,05$ .

Осевые входные патрубки имеют осевые компрессоры ВРД при расположении вне фюзеляжей самолетов – пример на рис. 1.3.2. У них внутренний неподвижный обтекатель соединен опорами обтекаемой формы с корпусом патрубка. Внутри обтекателя расположен передний подшипник ротора. Наличие опор внутри проточной части несколько увеличивает потери напора по сравнению со схемой на рис. 8.8.1.

Спецификой входных патрубков компрессоров летательных аппаратов является наличие скоростного напора на входе  $h_{cn} = \frac{\bar{V}_n^2}{2}$ . При этом нужно

учитывать то обстоятельство, что не при всех режимах полета направление вектора  $\vec{V}_n$  совпадает с осью патрубка. Вопрос рассмотрен в [1]. Особенно большого внимания требуют входные патрубки компрессоров при сверхзвуковых скоростях полета, когда торможение набегающего потока от  $\vec{V}_n$  до  $c_n$  происходит через систему косых и прямого скачка. В этом случае направление и скорость полета очень сильно влияют на условия входа. На рис. 8.8.2 показаны возможные схемы сверхзвуковых входных устройств, преобразующих скоростной напор в давление.

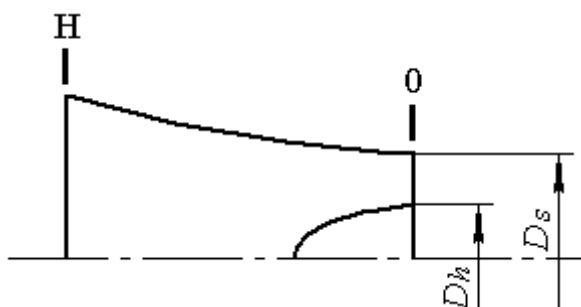


Рис. 8.8.1. Аэродинамическая схема осевого обтекателя центробежной ступени с консольным рабочим колесом

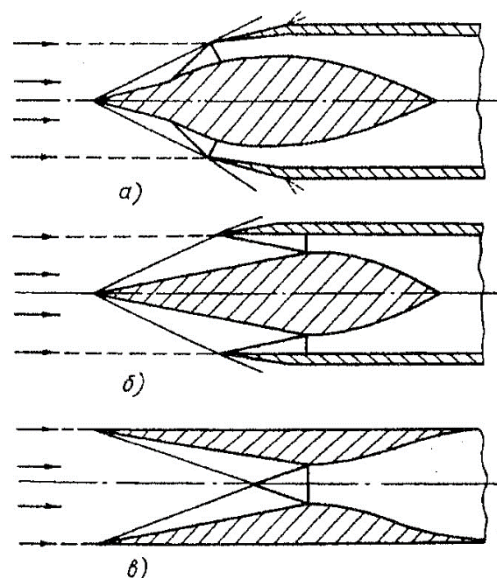


Рис. 8.8.2. Типы сверхзвуковых входных устройств: (а) – внешнего, (б) – смешанного, (в) – внутреннего сжатия [1]

**Входные патрубки с радиальным подводом.** Промышленные ТК имеют обычно двухуровневую компоновку – пример на рис. 8.7.8. Подводящий и отводящий трубопроводы, промежуточные охладители и их коммуникации расположены в подвале. Компрессор в машинном зале легко доступен для осмотра и обслуживания. При необходимости верхняя часть корпуса компрессора, как и подшипников, может быть снята для осмотра и

обслуживания. При такой компоновке на вход компрессора газ поступает в радиальном направлении. Входной патрубок приобретает неосесимметричную пространственную форму. При этом следует ожидать значительных потерь в самом патрубке, и снижения эффективности следующей за ним ступени ТК.

Радиальный ВП подводит газ от круглого сечения трубопровода диаметром  $D_{вх}$  к кольцевому сечению на входе в ступень с диаметрами  $D_n, D_{от}$  (ОК) или  $D_0, D_{от}$  (ЦК). Принципиально схема течения в патрубках ОК и ЦК одинаковая. Различие в соотношениях размеров и особенностях формы связаны с тем, что у ОК патрубки могут иметь больший осевой размер, что улучшает их аэродинамическое качество. Роторы ОК имеют большую жесткость и могут быть длинными. У ЦК с промежуточным охлаждением выходные и входные патрубки должны иметь минимальные осевые размеры.

Ограниченность осевых размеров лишает разнообразия форму радиальных ВП центробежных компрессоров. На рис. 8.8.3 показана схема и основные размеры ВП промежуточной ступени [19].

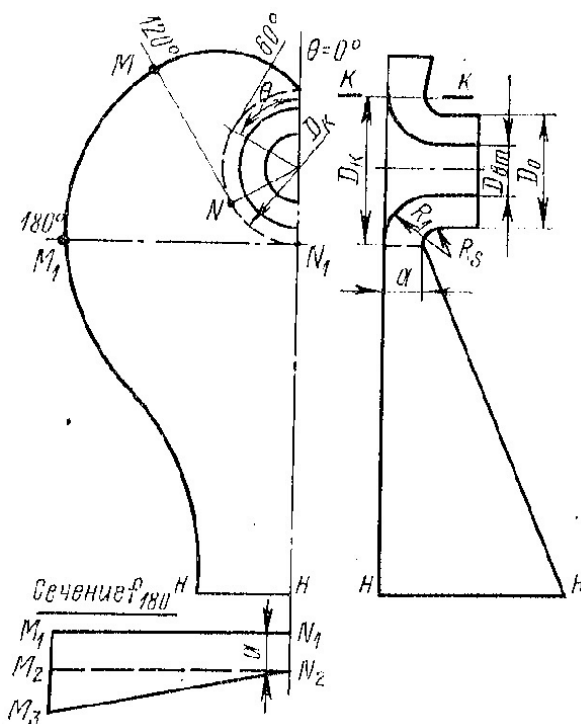


Рис. 8.8.3. Схема и основные размеры входного патрубка промежуточной ступени

Проточная часть патрубка условно делится на три элемента – подводящий канал сечением «Н» – сечение «Н<sub>1</sub>-М<sub>1</sub>» – радиальная плоскость,

– спиральная камера из двух одинаковых половин сечение «Н<sub>1</sub>-М<sub>1</sub>» – текущие сечения «Н-М» с изменением центрального угла  $\Theta$  от  $0^0$  до  $180^0$  – радиальная плоскость,

– криволинейный конфузор сечение  $D_e - D_0$  – меридиональная плоскость.

Такие патрубки были предметом детального исследования на кафедре компрессоростроения ЛПИ (кафедра КВХТ СПбГПУ) с применением методов электроанalogии, статической продувки, визуализации [19, 20].

На рис. 8.8.4 показана схема установки «водяной» электроанalogии для моделирования течения в криволинейном осесимметричном канале перед РК. В до-компьютерную эпоху методы электроанalogии и электромагнитной аналогии были ценным источником информации о поведении невязкого потока. Результаты исследований и правила проектирования радиальных ВП в сводном виде изложены в [16].

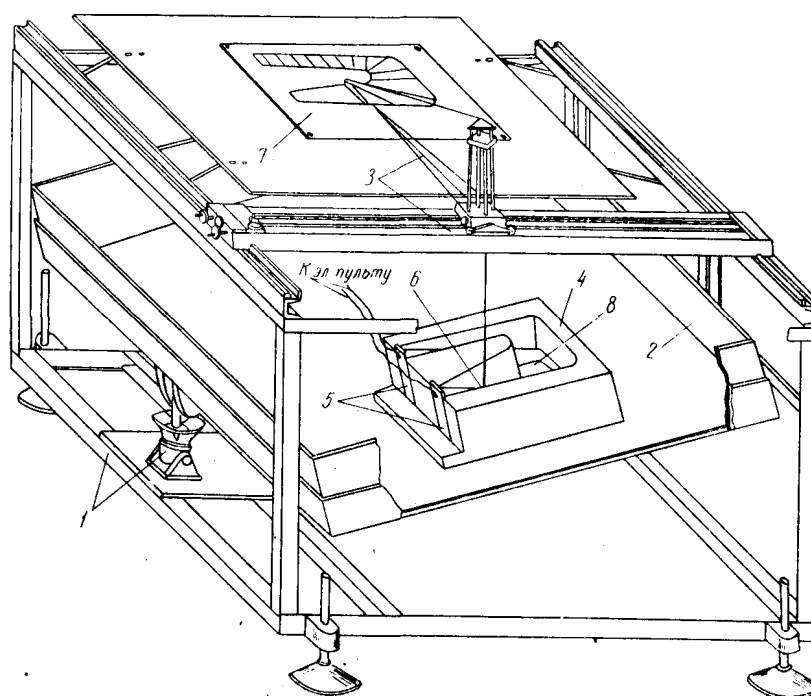


Рис. 8.8.4 Схема установки «водяной» электроанalogии (кафедра компрессоростроения ЛПИ, 1960-е гг.)

На рис. 8.8.5 показаны векторы скорости в радиальном сечении подводящего патрубка – спиральной камеры, измеренные в процессе статической продувки.



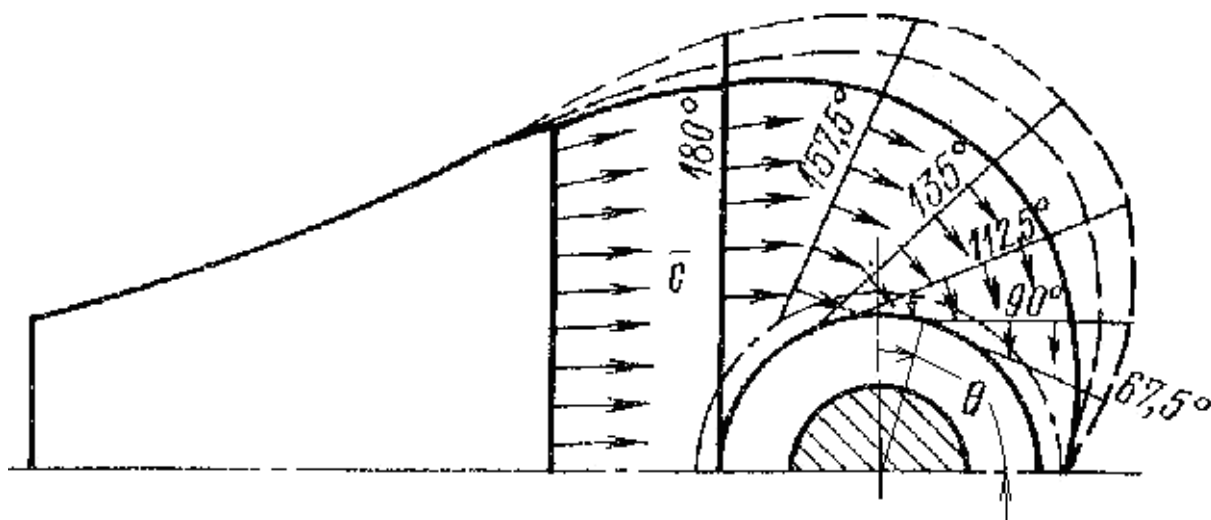


Рис. 8.8.5. Векторы скорости в радиальном сечении подводящего патрубка – спиральной камеры [20]

Обращает внимание направление потока в спиральной камере. Векторы скорости перпендикулярны касательным к окружности диаметра  $D_k$ . Это обстоятельство учитывается при выборе формы спиральной камеры в радиальной плоскости. Поток, поступающий в криволинейный конфузор на диаметре  $D_k$  (справа на рис. 8.8.2), движется разным путем в зависимости от центрального угла  $\Theta$ .

Результатом окружной несимметричности спиральной камеры является различие в потерях напора на выходе из ВП. Результаты измерений при статической продувке показаны на рис. 8.8. 6.

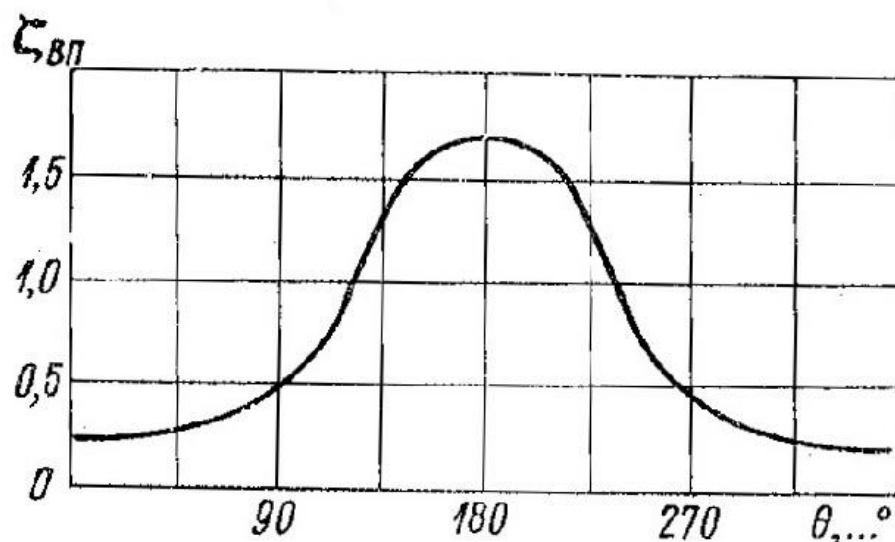


Рис. 8.8.6. Изменение местного коэффициента потерь

$$\zeta_{\text{вп}} = f(\Theta) = \frac{h_{\text{w}(\Theta)}}{0,5c_{\text{вых}}^2} \text{ по центральному углу выходного сечения ВП [20]}$$

Наиболее важный параметр проектирования – отношение площадей входа  $f_{ex} = \frac{\pi}{4} D_{ex}^2$  и выхода  $f_0 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_{em}^2)$ , которое определяет общую конфузорность патрубков. Проектировщик не свободен в выборе соответствующих размеров. Площадь входа определена объемным расходом компрессора и скоростью течения в подводящем трубопроводе. Проектировщик компрессора заинтересован в том, чтобы эта скорость была как можно меньше. Это требует применения трубопроводов большего диаметра  $D_n$ , который ограничен очевидными причинами. Отношение площадей ВП обычно получается в пределах  $\frac{f_{ex}}{f_0} \sim 2,0 - 3,5$ . Конфузорность патрубков следует разделить между тремя элементами его проточной части.

Если осевой габарит патрубков сильно ограничен, нужно уделить внимание выбору размеров криволинейного конфузора  $R_s$  и  $a$  – рис. 8.8.3.

Отношение  $\frac{R_s}{a}$  в любом случае не должно быть не меньше 0,6, чтобы избежать излишнего пика скорости на выпуклой поверхности криволинейного конфузора. Размер  $a$  определяет отношение площадей из условия  $\frac{f_k}{f_0} = \frac{\pi D_k a}{\frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_{em}^2)} = \frac{4(D_0 + 2R_s)a}{(D_0^2 - D_{em}^2)} \geq 1,5$ :

$$a = \frac{f_k}{f_0} \frac{(D_0^2 - D_{em}^2)}{4(D_0 + 2R_s)}. \quad (8.8.4)$$

Большие значения конфузорности увеличивают размер  $a$ . Это уменьшает потери напора при повороте потока в криволинейном конфузоре и способствуют большей равномерности потока на выходе из ВП. Благоприятнее становится соотношение размеров начального сечения спиральной камеры  $a$  и  $2M_1N_1$ . При малом  $a$  это сечение может быть сильно вытянутым в радиальной плоскости, что делает форму подводящего патрубков неблагоприятной. С другой стороны, большие значения  $a$  ведут к увеличению осевого размера ВП.

Выбор ширины начального сечения спиральной камеры  $2M_1N_1$  предопределяет соотношения ее конфузорности  $\frac{f_{M_1N_1}}{f_k} = \frac{2M_1N_1(a + M_1M_3)/2}{\pi D_k a} = \frac{M_1N_1(1 + M_1M_3/a)}{\pi(D_0 + 2R_s)}$  и конфузорности подводящего

патрубка  $\frac{f_n}{f_{M_1N_1}} = \frac{\pi D_n^2}{4M_1N_1(a + M_1M_3)}$ . Обычно конфузурность спиральной камеры небольшая,  $\frac{f_{M_1N_1}}{f_k} \sim 1,1 - 1,2$ . Продольный размер сечения:

$$2M_1N_1 = \frac{f_{M_1N_1}}{f_k} 2 \frac{\pi D_k a}{a + M_1M_3}.$$

(8.8.5)

Выбранные значения  $R_s, a, M_1M_3, 2M_1N_1$  определяют основные соотношения входного патрубка. Форму спиральной камеры определяют проходные сечения  $MN = f(\Theta)$ , которые принято выполнять уменьшающимися пропорционально увеличению центрального угла:

$$MN = M_1N_1 \frac{\Theta}{180^\circ}, \text{ рис. 8.8.7.}$$

Понятно, что меньшее сопротивление течению в сечениях  $\Theta = 0 - 90^\circ$  приводит к тому, что скорость потока здесь больше, что ведет к окружной неравномерности потока. Желание улучшить подвод в сечениях  $\Theta = 90 - 180^\circ$  за счет увеличения размеров  $MN$ , как показано штриховыми линиями на рис. 8.8.5, не дает положительных результатов. Статические продувки показали возможность образования застойных зон там, где сечения излишне увеличены. Лучшие результаты дает расширение сечений  $MN$  в меридиональных плоскостях  $M_1M_3 > a$ , как это показано внизу на рис. 8.8.3.

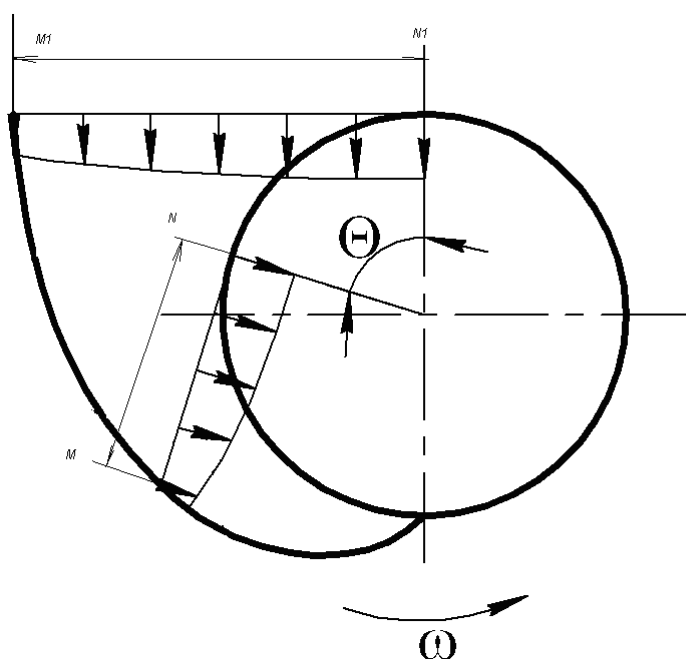




Рис. 8.8.8. Радиальный входной патрубок малоразмерного центробежного компрессора. Вверху радиальное и меридиональное сечения. Внизу начальное и текущие сечения спиральной камеры

В плоскости симметрии устанавливается разделительное ребро, показанное на радиальном сечении ВП. Оно препятствует появлению самопроизвольной закрутки потока из-за неизбежного отклонения реальной формы ВП от полной симметрии.

Несимметричная форма ВП с радиальным подводом вызывает значительную неравномерность потока на выходе – входе в последующую ступень. Сравнение результатов испытания модельных ступеней с осевым патрубком и патрубком с радиальным подходом показывают разницу в 2,5 – 3,5% КПД ступени, что вызывается как потерями в самом патрубке, так и его негативным влиянием на работу ступени. Это соответствует высоким

значениям коэффициента потерь  $\zeta_{en} = \frac{2\Delta\eta_{en}\psi_T}{(c_0/u_2)^2} \sim 0,35 - 0,40$ . Измерения

коэффициента собственных потерь патрубков путем их продувки отдельно от ступеней показывают примерно вдвое меньшие значения.

ВП с радиальным подводом осевых компрессоров состоят из таких же трех элементов. Требования к их совершенству выше, чем у центробежных компрессоров по причине высокой чувствительности осевых ступеней к неравномерности потока на входе и в связи с большим уровнем скоростей в проточной части ОК. Большая свобода в выборе осевых размеров позволяет добиться лучшей равномерности на выходе и меньших собственных потерь. Примеры исполнения ВП промышленных компрессоров на рис. 1.3.10, 1.3.12, 8.2.2, 8.2.4 дополняет рис. 8.8.9.

Примеры показывают значительное разнообразие в выборе формы и технологии изготовления ВП. Патрубки компрессоров особо большого размера предпочитают выполнять в виде комбинации сварного корпуса с литыми деталями. В сравнении с патрубками ЦК они более вытянутые в осевом направлении. Осесимметричный конфузор ВП ОК характеризуется меньшим углом поворота в меридиональной плоскости и большей осевой длиной. Для уменьшения негативной роли появления закрутки разного знака (схема на рис. 8.8.8) в конфузоре устанавливают направляющие ребра.

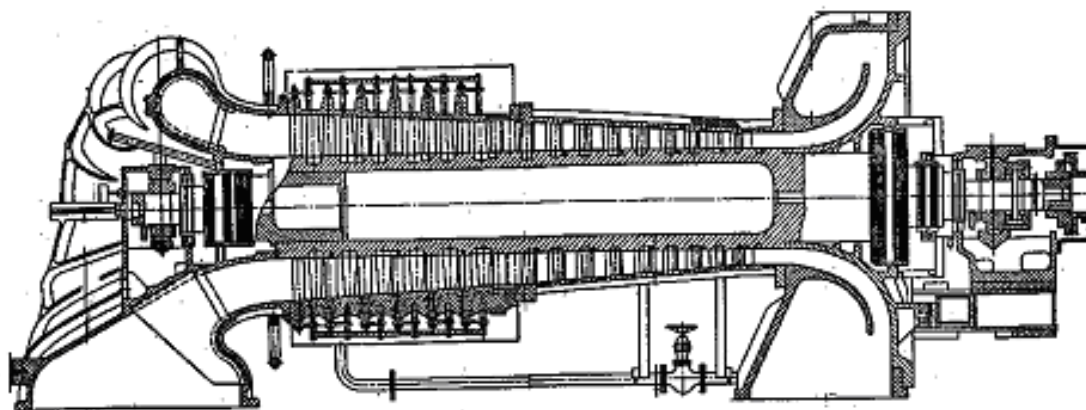


Рис. 8.8.9. Осевой доменный компрессор К-4950 (Невский завод)  
с входным патрубком с радиальным подводом  
(направляющие лопатки группы первых ступеней поворотные).

Тем не менее, неравномерность потока на выходе имеет место. По данным Невского завода из-за неравномерности поля скоростей на входе, по окружности углы атаки на входе в направляющий аппарат меняются в окружном направлении в пределах  $i_0 = \pm 15 - 25^\circ$ . Неравномерность скорости может достигать  $\omega = 0,10 - 0,15$ . В результате неравномерности потока на входе в направляющий аппарат первой ступени, потери напора в нем на порядок больше, чем следовало бы ожидать по результатам продувки плоских решеток.

В выполненных конструкциях потери собственно ВП ОК относительно невелики. У патрубков с радиальным подводом  $\zeta_{ВП} = 0,03 - 0,05$ , в конструкциях с ребрами  $\zeta_{вп} = 0,07 - 0,09$ . Суммарные потери ВП и ВНА намного больше:  $\zeta_{вп} + \zeta_{вна} = 0,22 - 0,27$ . Суммарный коэффициент потерь для осевого входа равен  $\zeta_{вп} + \zeta_{вна} = 0,12 \dots 0,15$ .

Негативная роль входных патрубков влияет на КПД компрессора в целом тем сильнее, чем меньше работа сжатия. Потеря КПД компрессора из-за потерь в трубке и его негативного влияния равна отношению потерянному напору к внутреннему напору ТК  $\Delta\eta_{вп} = \frac{h_{впн}}{H_i}$ . Используя представление коэффициента внутреннего напора ТК по формуле (8.6.2):

$$\Delta \eta_{en} = \zeta_{en} \frac{\varphi_{01}^2}{2\psi_{икмп} z}, \quad (8.8.6)$$

т.е. патрубков с заданным коэффициентом потерь тем меньше влияет на КПД компрессора, чем меньше коэффициент расхода первой ступени, и чем больше коэффициент напора и количество ступеней.

Вопросам исследования и рационального профилирования ВП посвящена обширная литература. В настоящее время представляется целесообразным использовать приемы вычислительной газовой динамики при отработке конкретных конструкций входных патрубков.

**Выходные устройства осевых компрессоров.** Устройства для перехода газа из последней ступени ТК в сеть более разнообразны по конструкции, чем входные патрубки. Приведенные выше примеры компрессоров авиационных ГТД демонстрируют разнообразие переходных каналов «компрессор – камера сгорания». Промышленные ОК имеют выходные патрубки (частный случай выходного устройства) сходные по форме с их же входными патрубками. Выходные устройства центробежных компрессоров отличаются тем, что их входное сечение – это выход из диффузора последней ступени, а именно:

– это сечение имеет цилиндрическую форму площадью  $f_4 = \pi D_4 b_4$ , а не форму плоского кольца после спрямляющего аппарата ОК площадью

$$f_k = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{ст}^2),$$

– в сечении на выходе их диффузора центробежной ступени поток имеет окружную составляющую скорости  $c_{u4}$ .

Вопросы течения и рационального выбора размеров выходных диффузоров и патрубков осевых турбомашин рассматриваются в монографии [9]. На рис. 8.8.10 показана схема патрубка конструкции МЭИ. Разнообразие конкретных форм применяемых патрубков показывает, что фирмы – изготовители предпочитают опираться на свой опыт с учетом общих закономерностей.

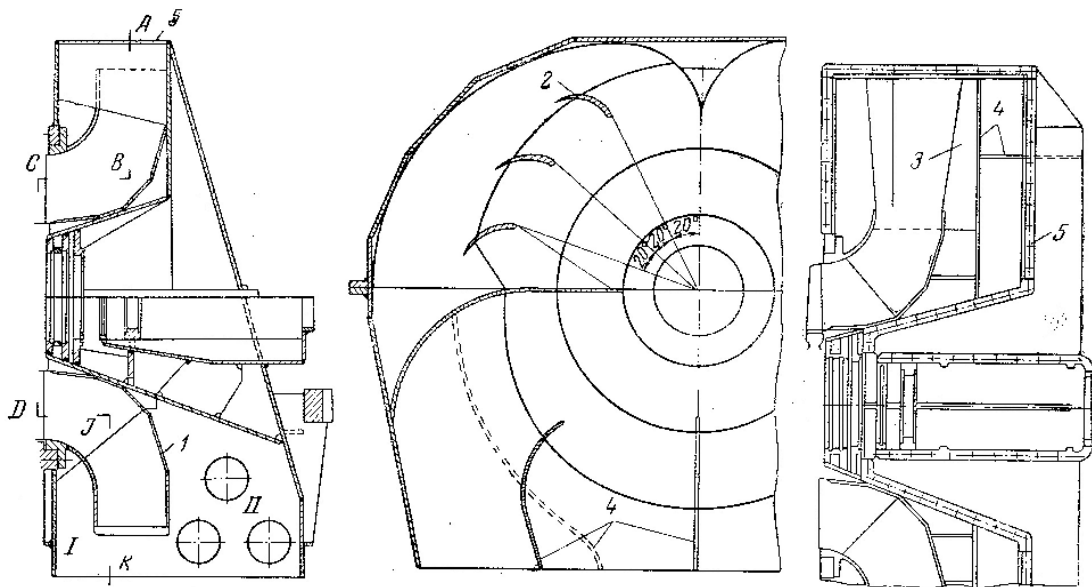


Рис. 8.8.10. Схема выходного патрубка конструкции (Московский Энергетический Институт) [9]

Характер движения во входных и выходных патрубках ОК одинаков, но имеет противоположное направление. После спрямляющего аппарата последней ступени поток попадает в кольцевой диффузор. У ОК на рис. 8.8.9 диффузор в выходной части поворачивает поток практически в радиальное направление (то же и на рис. 8.8.10). В разделе, посвященном безлопаточным диффузорам, показано, что при радиальном течении эффективность преобразования скорости в давление весьма высока. У компрессора на рис. 8.2.2 практически прямоосный кольцевой диффузор в начале, на выходе становится радиальным.

У ОК на рис. 8.2.3 выходной патрубок по характеру повторяет форму входного патрубка. Однако, если у кольцевого конфузора желательно возможно большее изменение проходного сечения, выходной диффузор должен иметь оптимальный угол раскрытия. После диффузора спиральная камера переменного сечения двумя потоками поводит газ к отводящему патрубку. У компрессора на рис. 8.2.2 и у некоторых других после диффузора поток попадает в полость большого объема, где течение носит неупорядоченный характер. При этом кинетическая энергия потока на выходе из диффузора теряется. По-видимому, она в этих патрубках мала, и этой потерей можно пренебречь.

По данным Невского завода общее замедление потока в выходных патрубках лежит в пределах 2,9 – 5. В выходных диффузорах поток удается замедлить лишь в 1,5 - 2 раза. При отработке патрубков следует добиваться



максимально возможного, но безотрывного замедления. Нестационарный характер отрывного течения в диффузоре негативно влияет на течение в концевых ступенях. Коэффициент потерь существующих выходных патрубков достаточно высок и лежит в пределах  $\zeta_{\text{вы}} = 0,4 - 0,7$ . На потери в патрубке влияет радиальная неравномерность потока на выходе спрямляющего аппарата. По результатам статической продувки потери в патрубках в 1,5 меньше, чем в составе проточной части компрессора. Потеря КПД в выходном патрубке можно оценить по формуле (8.8.6), используя значения коэффициента потерь выходного устройства  $\zeta_{\text{вы}}$  и коэффициент расхода на выходе из последней ступени.

**Выходные устройства центробежных компрессоров.** На рис. 8.8.11 показана схема плоского выходного устройства, продолжающего диффузор концевой ступени.

Представим, что после диаметра конца диффузора  $D_4$  его плоские радиальные стенки продолжают. Невязкий несжимаемый поток, выходящий из диффузора со скоростью  $c_4$  под углом  $\alpha_4$ , движется в безлопаточном пространстве по тем же законами, что и в рассмотренном выше БЛД:

– траектория – логарифмическая спираль с постоянным углом  $\alpha = f(\Theta) = \alpha_4 = \text{const}$  ( $\Theta$  – центральный угол),

– скорость потока меняется обратно пропорционально радиусу  $c = c_4 (r_4 / r)$ .

Выходящая из диффузора частица, совершив оборот вокруг оси ротора на  $360^\circ$ , своей траекторией замыкает снаружи пространство с диффузорным течением. Если на месте траектории установить наружную стенку, это пространство образует спиральную камеру – улитку. Улитка собирает выходящий из диффузора поток в сечении  $0 - 360^\circ$ . Затем к выходу из проточной части в сечение «К» поток следует через диффузорный выходной патрубок.

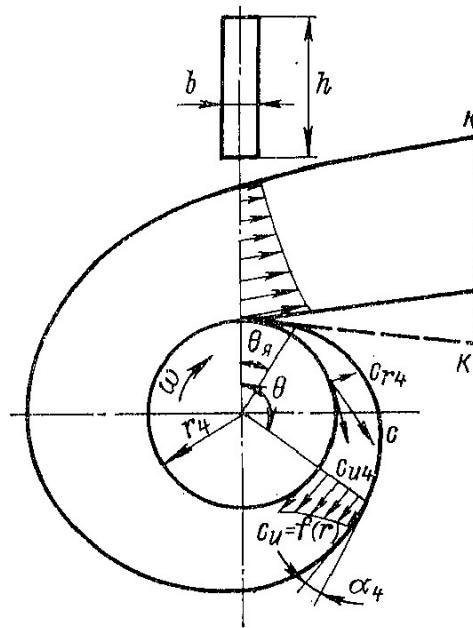


Рис. 8.8.11. Схема построения улитки при  $b = b_4$

Реально существующие вязкость и сжимаемость потока не сильно влияют на картину течения в ВУ такого типа. Плоские улитки применяются в центробежных вентиляторах. Схема центробежного вентилятора показана на рис. 1.3.8 справа. В таких машинах диффузоры не применяются, и в улитку поток поступает непосредственно из РК. Ширина улитки значительно больше выходной ширины колеса, хотя высота лопаток РК очень значительна. При расширении на выходе из РК угол потока сильно уменьшается и наружная спираль улитки в выходном сечении не удаляется от оси ротора слишком далеко. Выходное сечение вентилятора квадратное, что удобно для соединения с вентиляционными трубопроводами. Впрочем, с аэродинамической точки зрения такую схему можно было бы подвергнуть критике.

В ступенях промышленных ТК плоские улитки не применяются. Резкое расширение на выходе из диффузора приводит к потерям. По формуле Борда

– Карно их величина равна 
$$h_{вр} = \frac{(c_{r4} - c_{r\text{пасу}})^2}{2} \approx \frac{c_{r4}^2}{2} \left( 1 - \frac{b_4}{b_{\text{пасу}}} \right)^2$$
, т.е. приводит к потере КПД:

$$\Delta\eta_{ep} \approx \frac{\varphi_4^2}{2\psi_T} \left(1 - \frac{b_4}{b_{расц}}\right)^2. \quad (8.8.7)$$

При типичных соотношениях центробежных ступеней потеря КПД от расширения может быть равна 1,5 – 3%, что недопустимо. Если делать плоскую улитку с шириной  $b_{yl} = b_4$ , то ее выходное сечение будет иметь форму вытянутого в радиальном направлении прямоугольника. Это увеличит радиальный габарит проточной части, что неудобно или неприемлемо. Выходной диффузор должен обеспечить переход к круглому сечению нагнетательного патрубка. При вытянутом в радиальном направлении начальном сечении невозможно получить аэродинамически и технологически приемлемую форму выходного диффузора.

Решение заключается в том, чтобы вместо радиальных плоскостей сделать стенки улитки коническими с некоторым углом  $\nu$  между ними. Из-за формы в меридиональной плоскости такие улитки называют трапецевидными. Схема поперечного сечения трапецевидной улитки показаны на рис. 8.8.12:

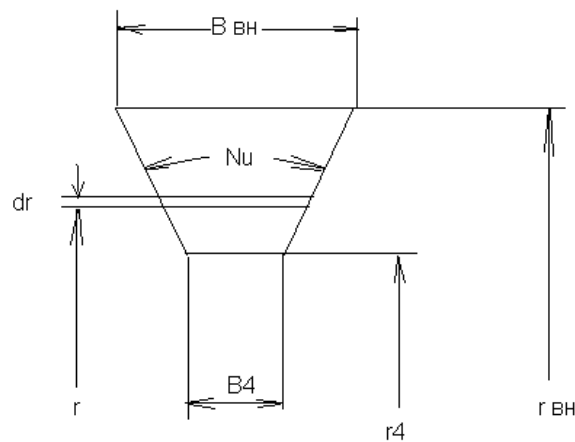


Рис. 8.8.12. Схема поперечного сечения трапецевидной улитки.

В невязком несжимаемом потоке угол частицы, движущейся вдоль внешней стенки, уменьшается с ростом центрального угла  $\Theta$  :

$$\operatorname{tg} \alpha_{вн} = \operatorname{tg} \alpha_4 \frac{b_4}{b_{вн}}, \quad (8.8.8)$$

где при форме поперечного сечения на рис. 8.8.12:

$$b_{\text{вн}} = b_4 + 2(r_{\text{вн}} - r_4) \operatorname{tg} \frac{\Theta}{2}.$$

В поперечном (меридиональном) сечении спиральной части расходная составляющая скорости – это перпендикулярная плоскости сечения проекция  $c_u$ . В поперечное сечение, расположенное под углом  $\Theta$ , газ поступает из выходного сечения диффузора, ограниченного этим же углом  $\Theta$  – схема на рис. 8.8.11. При стремлении к круговой симметрии потока на выходе диффузора, на расчетном режиме из условия неразрывности вытекает соотношение:

$$\bar{m}_{\Theta} = \frac{\Theta}{360^{\circ}} \bar{m}_{\text{расч}} = \int_{r_4}^{r_{\text{вн}}} \rho c_u b dr. \quad (8.8.9 \text{ а})$$

Это соотношение служит основой для определения текущего внешнего диаметра спиральной части  $r_{\text{вн}} = f(\Theta)$  в процессе проектирования. Как и при расчете БЛД, считается возможным пренебречь влиянием сжимаемости и вязкости, что сводит соотношение (8.8.9 а) к виду:

$$\bar{m}_{\Theta} = \frac{\Theta}{360^{\circ}} \bar{m}_{\text{расч}} \approx \rho c_{u4} r_4 \int_{r_4}^{r_{\text{вн}}} b \frac{dr}{r}. \quad (8.8.9 \text{ б})$$

Нужное для расчетов геометрическое соотношение  $b = f(r)$  определяется формой поперечного сечения. В реальных конструкциях трапецевидная форма несколько изменена скруглением углов между внешней и боковыми стенками. Угол  $\nu$  выбирается в пределах  $30 - 60^{\circ}$ . Варианты поперечного сечения улитки при  $\varphi = 360^{\circ}$  с разными углами между стенками показаны на рис. 8.8.13.

Радиусы скругления могут быть больше показанных на рис. 8.8.13. Радиусы необходимы для того, чтобы в острых углах не образовывались низкоэнергетические зоны. При отливке улиток эти радиусы предотвращают

концентрацию напряжений при температурной деформации в процессе остывания отливок.

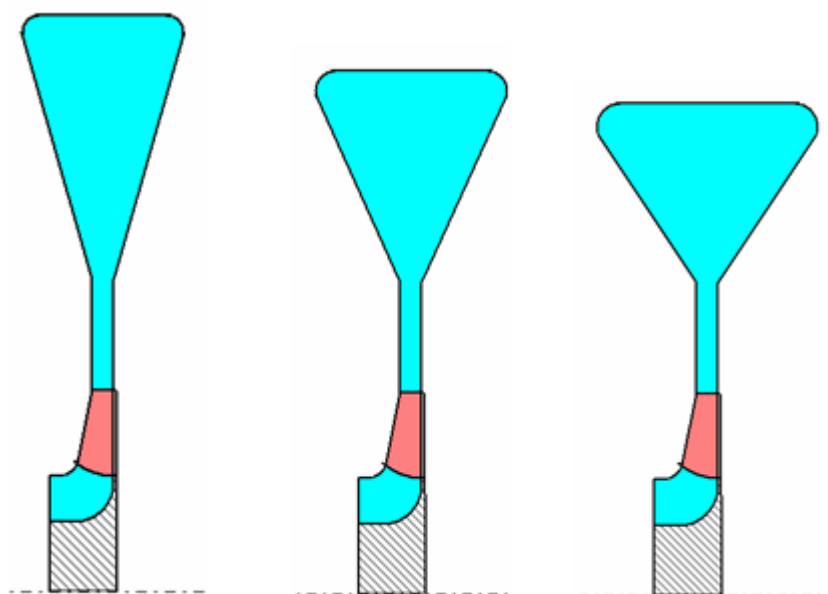


Рис. 8.8.13. Варианты выходного поперечного сечения спиральной части улитки с разными углами между боковыми стенками  $\nu = 30, 45$  и  $60^\circ$  (программа CSPC-G4E Метода универсального моделирования)

Схематически возникновение потерь напора в улитках можно представить как сумму следующих членов:

- потери в связи с расширением в меридиональной плоскости, пропорциональные кинетической энергии  $\frac{c_{r4}^2}{2}$  и зависящие от угла  $\nu$ ,
- потери трения на боковых стенках, подобные потерям в БЛД с расходящимися стенками,
- потери трения на внешней стенке,
- потери расширения в улитке в связи с уменьшением скорости потока в направлении центрального угла  $\Theta$ ,
- потери трения и расширения в выходном диффузоре, проектируемом с учетом величины угла раскрытия эквивалентного конического диффузора. Очевидно эти потери больше, чем в коническом диффузоре из-за сложной

формы перехода от трапеции в начале к кругу на выходе, и из-за неравномерности поля скоростей на входе  $c_{360(r)} \approx c_4 \frac{r_4}{r}$ .

– соединение спиральной внешней стенки и выходного патрубка в точке  $\Theta=360^0$  образует так называемый язык улитки. Его обтекание при изменении направления потока на входе в диффузор сопровождается ударными потерями.

– в силу наличия радиального и окружного градиентов давления вероятно возникновение интенсивных вторичных течений, что ведет к росту потерь.

Трапецевидные улитки и другие, рассматриваемые ниже типы выходных устройств, были предметом исследования ряда отечественных специалистов. Результаты работ, проведенных в ЛПИ (СПбГПУ), КХТИ (КГТУ), НИИТК обобщены в [16]. Исследование структуры потока показало картину течения в меридиональной плоскости трапецевидных улиток (рис. 8.8.14), при которой неизбежны потери напора, пропорциональные кинетической энергии  $\frac{c_{r4}^2}{2}$ . Очевидно, эти потери тем больше, чем больше угол между боковыми стенками. Однако при увеличении угла  $\nu$  уменьшается внешний габарит улитки, более логична форма перехода от трапеции в сечении  $\Theta = 360^0$  к круглому патрубку выходного диффузора, меньше смоченная поверхность, на которой касательные напряжения вызывают потери трения. Расчеты Методом универсального моделирования показывают тенденцию суммарного роста потерь с увеличением угла между боковыми стенками. Коэффициент потерь улитки с  $\nu = 30^0$  на 5% меньше, чем при  $\nu = 45^0$  и на 10% меньше, чем при  $\nu = 60^0$ .

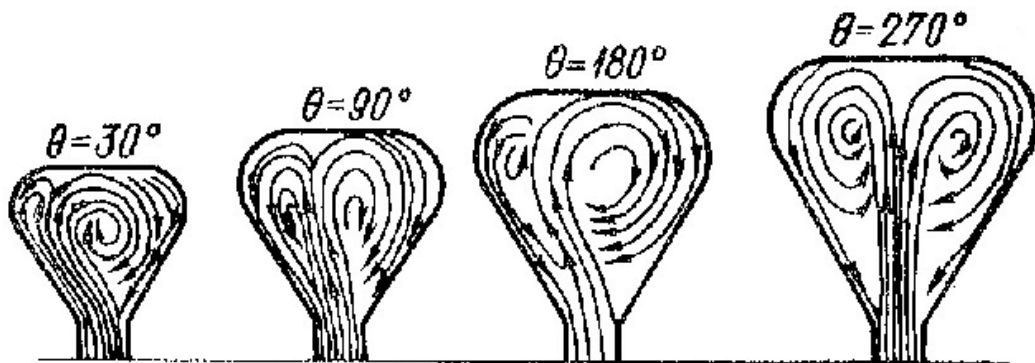


Рис. 8.8.14. Форма меридионального течения в разных сечениях трапецевидной улитки [16]

При форме внешней стенки спиральной части, как траектории частицы в БЛД на расчетном режиме, язык улитки обтекается практически безударно. Если улитке предшествует безлопаточный диффузор, угол потока на входе в спиральную часть сильно меняется в зависимости от расхода. Поэтому язык обтекается с положительным углом атаки при  $\bar{m} < \bar{m}_{расч}$  и с отрицательным углом атаки при  $\bar{m} > \bar{m}_{расч}$ . Результаты измерений представленные в виде линий тока, показаны на рис. 8.8.15.

Предшествующий улитке лопаточный диффузор поддерживает примерно одинаковый угол выхода  $\alpha_4 \approx const$  только при уменьшении расхода. При расходе больше расчетного интенсивный отрыв на выпуклой передней поверхности лопаток увеличивает угол выхода. Картина течения в ЛД и улитке представлена на рис. 8.8.16.

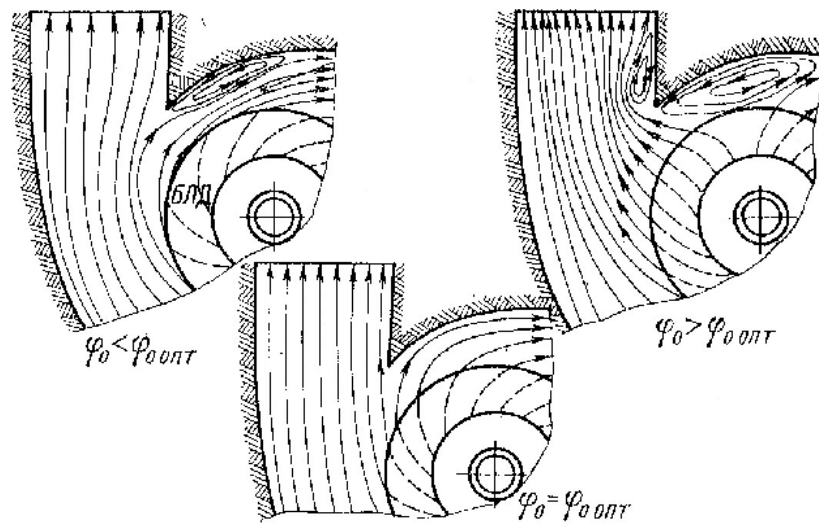


Рис. 8.8.15. Схема течения в безлопаточном диффузоре и улитке при расчетном и нерасчетных расходах [16]

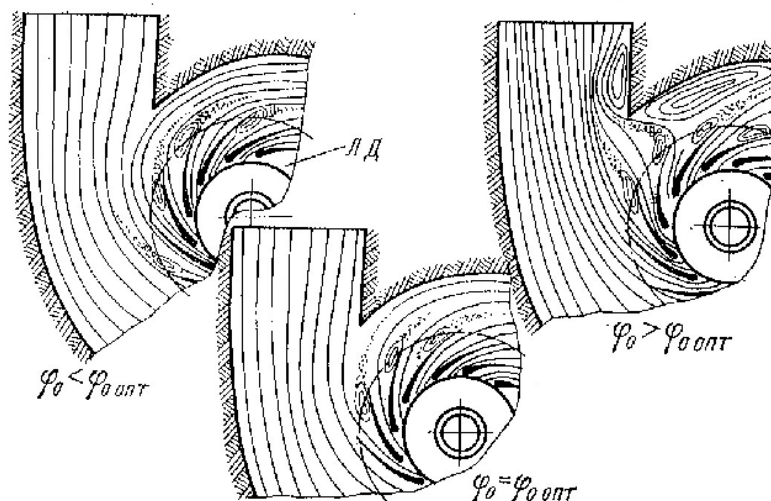


Рис. 8.8.16. Схема течения в лопаточном диффузоре и улитке при расчетном и нерасчетных расходах [16]

Трапецевидные улитки создают окружную неравномерность потока в своем начальном сечении – сечении выхода из диффузора. Неравномерность распространяется вниз по потоку и достигает выхода из РК. Окружная неравномерность  $p_2 = f(\Theta)$  вызывает нестационарность обтекания лопаток и нестационарные нагрузки на колесо и на ротор в целом. При больших давлениях, особенно на нерасчетных режимах, эти нагрузки могут быть опасными. По этой причине широко распространенные в прошлом трапецевидные улитки уступают место боковым улиткам – рис. 8.8.17 и 8.8.18.

Боковые улитки могут располагаться со стороны всасывания, как на рис. 8.8.16, или нагнетания – в зависимости от компоновки проточной части. Тот факт, что вызывающая окружную неравномерность спиральная часть отделена от выхода из диффузора осесимметричным криволинейным каналом, уменьшает отрицательное влияние улитки на равномерность потока на выходе из РК. Это одно из преимуществ боковых улиток, получивших большое распространение.



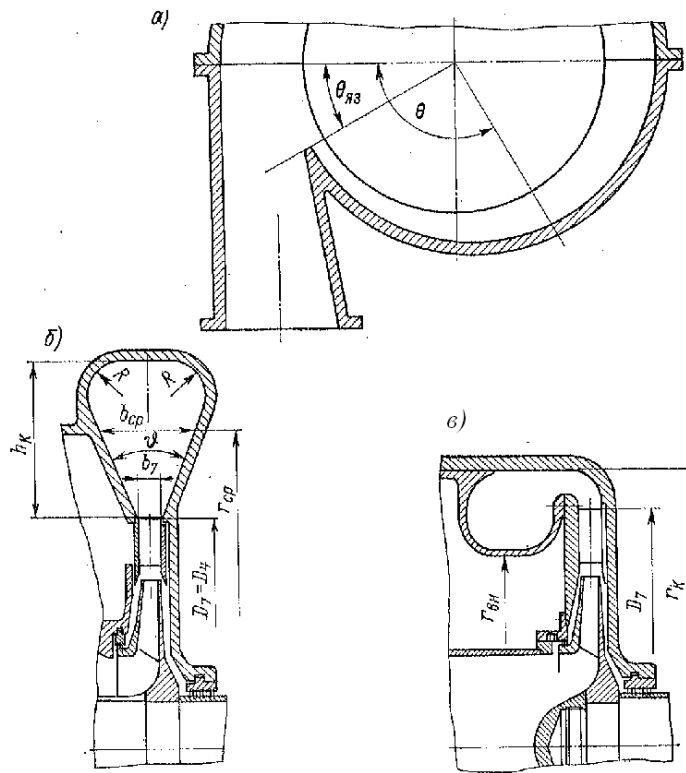


Рис. 8.8.17. Наиболее распространенные трапецевидная и боковая внутренняя улитки [17]

Спиральная часть боковой внутренней улитки развивается при постоянном наружном диаметре, что уменьшает диаметральный габарит проточной части. Спиральная часть боковой внешней улитки развивается при постоянном внутреннем диаметре, примерно равном диаметру конца диффузора. В соответствии с изменением движением по закону  $c_u \approx c_{u4} \frac{r_4}{r}$  наружные спиральные части являются диффузорами, а внутренние – конфузорами при любой форме поперечного сечения.

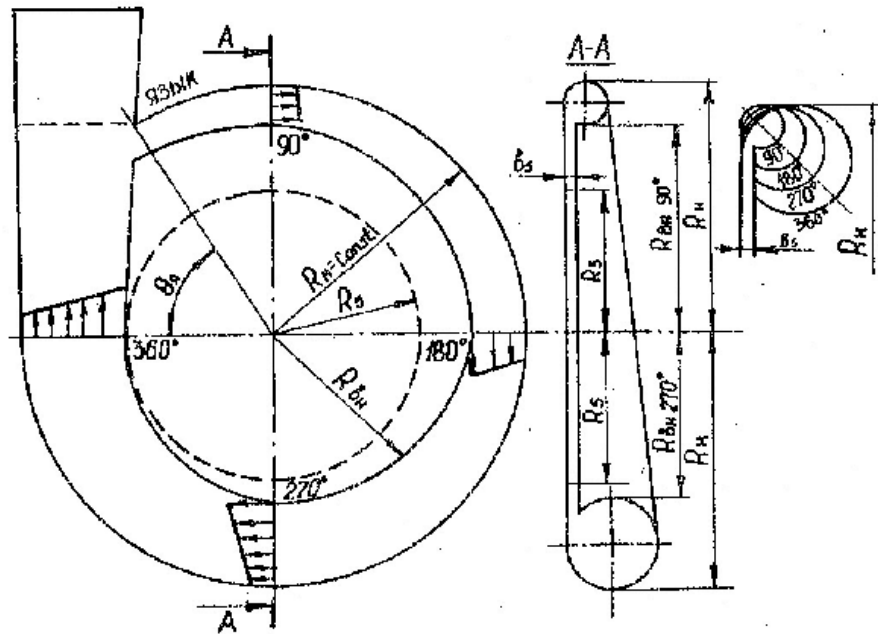


Рис. 8.8.18. Схема боковой внутренней улитки [16]

В боковых улитках радиальная составляющая скорости  $c_{r4}$  меняет направление и приобретает вихревой характер, вращаясь со скоростью  $c_m$  в поперечных сечениях спиральной части и выходного диффузора. В спиральной части и выходном диффузоре поток движется по винтовым траекториям по закону твердого тела, как показали исследования [16] – рис. 8.8.19. На рисунке показана также симметричная улитка с круговым поперечным сечением, которые иногда применяют в малоразмерных ЦК.

Есть основания полагать, что центробежная сила от вращательного движения со скоростью  $c_m$ , прижимая поток к стенкам каналов, препятствует возможному отрыву потока. Это положительный фактор. Поперечные сечения боковых улиток следует по возможности приближать к окружности. Так как кинетическая энергия  $\frac{c_m^2}{2}$ , приобретающая вихревой характер, полностью преобразуется в тепло, в целом боковые улитки при прочих равных условиях уступают по эффективности трапецевидным улиткам.

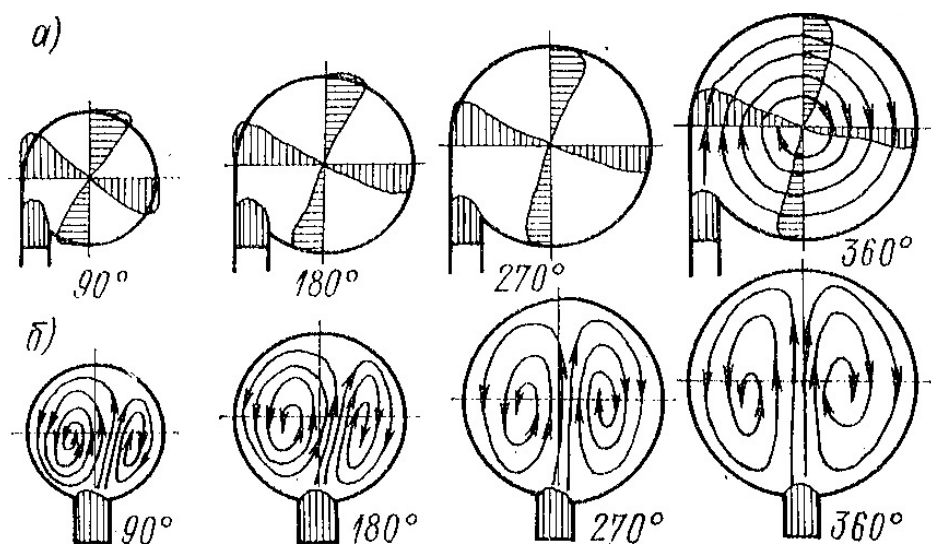


Рис. 8.8.19. Меридиональное течение в улитках круглого сечения:

(а) – боковая улитка, (б) – симметричная улитка

При высоких конечных давлениях опасность повреждения ротора из-за окружной неравномерности потока настолько возрастает, что в них вместо внутренних боковых улиток применяют кольцевые сборные камеры (КСК). У них постоянное по углу  $\Theta$  поперечное сечение. Схема кольцевой сборной камеры показана на рис. 8.8.20.

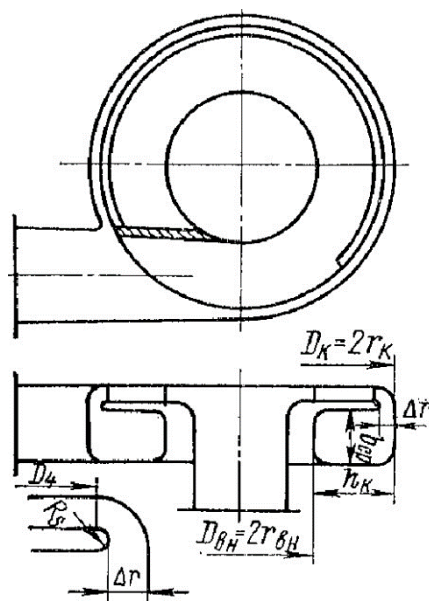


Рис. 8.8.20. Схема кольцевой сборной камеры

Течение в кольцевой части камеры неупорядоченное, так как через одинаковые поперечные сечения в зависимости от центрального угла  $\Theta$  проходит разное количество газа. Но на нерасчетных режимах возможность выравнивания параметров потока по окружности больше, чем в спиральных камерах улиток с поперечным сечением, переменным по углу  $\Theta$ . Разделительное ребро, показанное на рис. 8.8.20, играет роль языка улитки. В компрессорах высокого давления его обычно не делают. Это еще уменьшает окружную неравномерность, но коэффициент потерь становится еще больше. Компрессор ГПА с кольцевой сборной камерой показан на рис. 1.3.15 б.

Правила профилирования улиток и сборных камер вкратце изложены в [19], более подробно в [17] и [16]. Основные положения:

– соотношение (8.8.9 б) используется для расчета размеров проходного сечения улиток в зависимости от центрального угла  $\Theta$ , и для расчета сечения кольцевой сборной камеры. Оно приравнивается к сечению улитки при  $\Theta = 360^0$ ,

– реальный характер течения учитывается введением эмпирического коэффициента  $K_s = 1,25 - 1,35$  в уравнение расходной составляющей скорости:

$$c_u = \frac{1}{K_s} c_{u4} \frac{r_4}{r}, \quad (8.8.10)$$

– выходной диффузор профилируется с учетом оптимального угла раскрытия эквивалентного конического диффузора,

– язык улитки смещается из сечения  $\Theta = 0^0$  в сечение  $\Theta = 30^0$  (рис. 8.8.17), что способствует выравниванию параметров потока по окружности и уменьшает суммарные потери.

В [16] и [17] цитируются эмпирические формулы для расчета коэффициентов потерь улиток и КСК, обобщающие данные испытаний в ЛПИ (СПбГПУ), КХТИ (КГТУ) и НИИТК. Указывается на хорошее соответствие рассчитанных значений опытным данным. В [17] приведены

измеренные значения коэффициентов потерь улиток  $\zeta_{4-k} = \frac{h_{w4-k}}{\frac{c_4^2}{2}}$ , равные

0,28 (БЛД), 0,38 (ЛД). Данные по эффективности элементов ступени с ЛД вызывают особые сомнения в силу трудности объективно разделить потери между ЛД и последующим элементом. Трудности связаны, в частности, с тем, что в ЛД имеет место отрыв потока даже на расчетном режиме, и соответствующие потери фиксируются не в нем, а в последующем элементе. Вероятно, коэффициенты потерь улиток ступеней средних параметров укладываются в диапазон 0,25 – 0,30 (большие значения для боковых улиток).

Коэффициенты потерь КСК значительно выше. По данным испытаний модельных ступеней в научной группе автора, минимальные значения  $\zeta_{4-k} \sim 0,50$ . На рис. 8.8.21 показаны измеренные характеристики нескольких камер с одинаковым размером  $b$  и разной шириной  $b_4$  на выходе из диффузора. Камеры 1 – 4 испытаны в составе ступеней с БЛД, камерам 5, 6 предшествовал лопаточный диффузор. Последняя отличалась от предшествующей наличием разделительного ребра, как на рис. 8.8.20. Два наиболее важных из геометрических соотношений, отличавших камеры, сведены в таблицу:

Таблица 8.8.1

Геометрические соотношения КСК, сопоставленных на рис. 8.8.21

Вариант \ параметр	1	2	3	4	5	6
$b/b_4$	5,4	5,9	6,3	6,7	3,0	3,0
$b/D_4$	0,049	0,044	0,041	0,039	0,061	0,061
Тип диф.	БЛД	БЛД	БЛД	БЛД	ЛД	ЛД+ ребро

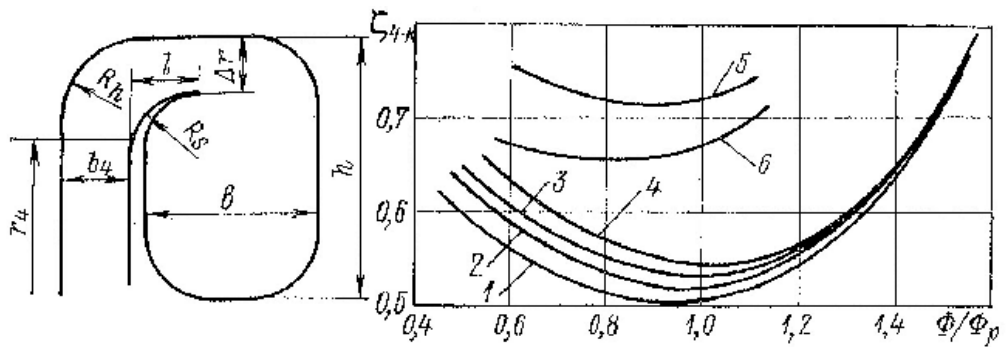


Рис. 8.8.21. Характеристики кольцевых сборных камер [19]

## 8.9. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА

**Внутренний и эффективный КПД турбокомпрессора.** При расчетах и проектировании ТК последовательно определяются параметры группы ступеней, затем учитываются потери во входном патрубке и выходном устройстве. КПД группы ступеней равен:

$$\eta_{zc} = \frac{H_{pzc}}{H_{izc}} = \frac{\sum_1^z h_p}{\sum_1^z h_i} = \frac{\sum_1^z h_i \eta}{\sum_1^z h_i}. \quad (8.9.1)$$

Внутренний КПД компрессора  $\eta_i$  меньше на потерю КПД в ВП и ВУ:

$$\eta_i = \eta_{zc} - \Delta\eta_{en} - \Delta\eta_{ey}. \quad (8.9.2)$$

И с учетом формулы (8.8.6):

$$\eta_i = \frac{\sum_1^z h_i \eta}{\sum_1^z h_i} - \zeta_{en} \frac{\varphi_{01}^2}{2\psi_{икмп} z} - \zeta_{ey} \frac{\varphi_{ey}^2}{2\psi_{икмп} z}. \quad (8.9.3)$$

Внутренний КПД служит для оценки эффективности рабочего процесса в проточной части и для ее расчета. При оценке турбокомпрессора в целом следует учитывать потери, которые происходят так же и вне проточной части.

Проточная часть ТК ограничивается бесконтактными лабиринтными уплотнениями, допускающими некоторую утечку газа. Поэтому в сеть поступает меньшее количество газа, чем прошедшее через проточную часть.

Механические элементы турбокомпрессора – это подшипники ротора, герметичные уплотнения корпуса при сжатии опасных или ценных газов. Потребителем мощности является повышающая зубчатая передача – мультипликатор. Мультипликатор необходим в случае привода от тихоходного двигателя. Существуют вспомогательные системы, являющиеся потребителями механической энергии. Требуют энергии для привода масляный насос системы смазки подшипников, масляный насос системы герметичных уплотнений, водяной насос системы охлаждения.

Затраты энергии на сжатие и перемещение в сеть заданного массового расхода с учетом перечисленных затрат энергии учитывает эффективный КПД. Рабочие колеса ступеней подводят к газу внутреннюю мощность  $N_i = \bar{m}_{nc} H_i$ . В сеть поступает массовый расход  $\bar{m} = \bar{m}_{nc} - \bar{m}_{ym}$ , что соответствует полезной мощности  $N_p = (\bar{m}_{nc} - \bar{m}_{ym}) H_i \eta_i$ . Мощность  $N_{mex}$  – это суммарная мощность механических элементов, которые оценивает эффективный КПД  $\eta_{эф} = \frac{N_p}{N_i + N_{mex}} = \frac{(\bar{m}_{nc} - \bar{m}_{ym}) H_i \eta_i}{\bar{m}_{nc} H_i + N_{mexi}} = \frac{(1 - \bar{m}_{ym} / \bar{m}_{nc}) \eta_i}{1 + N_{mex} / N_i}$ , откуда:

$$\eta_{эф} = \eta_i \eta_{об} \eta_{mex}, \text{ где } \eta_{об} = 1 - \frac{\bar{m}_{ym}}{\bar{m}_{nc}}, \eta_{mex} = \frac{1}{1 + N_{mex} / N_i}. \quad (8.9.4)$$

Значения объемного и механического КПД следует рассчитать, или оценить.

**Расчет объемного КПД.** Схема уплотнений воздушного ЦК показана на рис. 8.9.1.

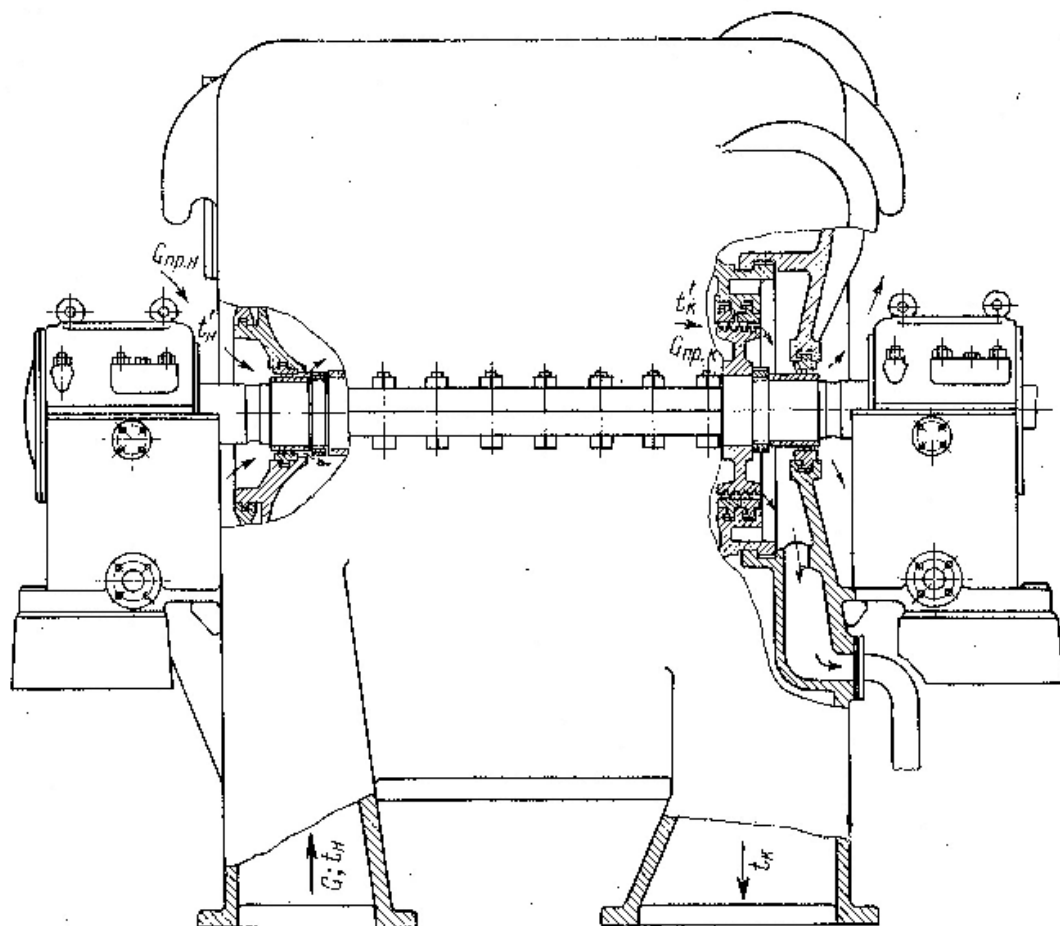


Рис. 8.9.1. Схема уплотнений воздушного центробежного компрессора [17]

Через лабиринтное уплотнение вала на всасывании в проточную часть поступает некоторое количество воздуха, которое затем поступает в сеть. Это количество не учитывается измерителем расхода на всасывании, что вносит некоторую погрешность в оценку работы ТК. Обычно это количество пренебрежимо мало.

Со стороны нагнетания проточная часть замыкается лабиринтными уплотнениями думмиса, иначе – разгрузочного поршня. Это устройство необходимо для уменьшения осевого усилия, возникающего под действием разности давлений, действующих на элементы ротора.

На рис. 8.9.2 показана схема возникновения осевой силы в центробежной ступени, действующей в сторону всасывания. Разность давлений на основном и покрывающем дисках внутри межлопаточного канала мала, и во внимание не принимается. На тыльной поверхности основного диска действует давление в зазоре «корпус – основной диск»



$$p_{(r)} = p_2 - \int_r^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr$$
 Аналогичное давление в зазоре «корпус – покрывающий диск» меньше, так как там газ вращается с большей скоростью, что поясняется в разделе 7.3. На поверхность основного диска на участке  $D_0 - D_{em}$  в сторону нагнетания действует статическое давление  $p_0$  и инерционная сила  $F_0 = \bar{m}c_0$  (теорема импульсов), возникающая при повороте потока из осевого в радиальное направление. Суммарная осевая сила направлена сторону всасывания и весьма велика.

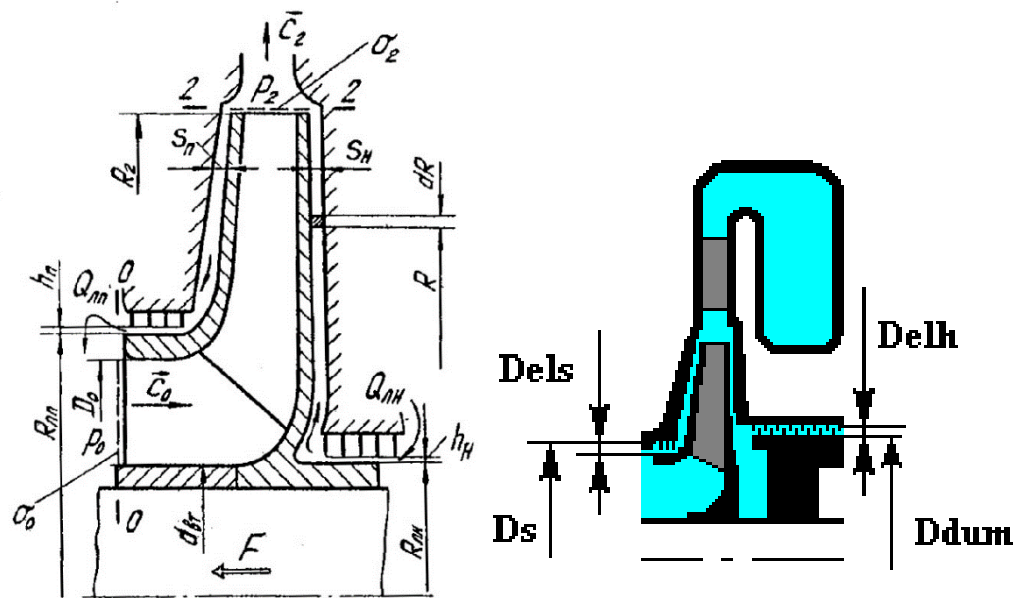


Рис. 8.9.2. Схема возникновения осевой силы в центробежной ступени (слева) и устройство думмиса (справа) [22]

У осевых компрессоров осевая сила складывается из аэродинамической силы  $R_z$ , возникающей при обтекании лопаток РК, силы от давления на входе  $p_0$ , действующей на передний торец ротора и противоположной силы от давления  $p_{вых}$ , действующей на противоположный торец ротора. При проточной части с  $D_H = const$  в сторону нагнетания действует сила от давления на коническую поверхность ротора.

Способы расчета осевых усилий изложены в ряде монографий, например, в [22]. Практика проектирования и расчеты показывают, что осевые силы столь велики, что упорные подшипники не в состоянии их воспринять, если не принять мер к уменьшению осевых усилий.

На рис. 8.9.1 справа показано, что после РК последней ступени на вал установлен диск диаметром  $D_{\text{дм}}$  (думмис, разгрузочный поршень) с лабиринтным уплотнением. Между уплотнением думмиса и уплотнением вала с гораздо меньшим диаметром (на рисунке не показано) образуется полость, соединяемая со всасыванием – рис. 8.9.1.

Установка думмиса уменьшает суммарную осевую силу за счет того, что на основной диск последнего РК только от диаметра  $D_2$  до диаметра  $D_{\text{дм}}$  действует давление за последней ступенью  $p_{\kappa(r)} = p_{2\kappa} - \int_r^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr$ . На участок от диаметра  $D_{\text{дм}}$  до диаметра  $D_{\text{вала}}$  действует гораздо меньшее давление всасывания  $p_0$ .

Устройство думмиса осевых компрессоров видно на рис. 1.3.10. В этом случае он уменьшает силу давления на заднюю торцовую поверхность ротора. Выбором диаметра думмиса можно существенно уменьшить осевую силу. Обычно на расчетном режиме суммарную осевую силу за счет думмиса уменьшают на 70%. Оставшиеся 30% гарантируют, что на режиме больших расходов осевая сила не поменяет направление. В противном случае происходила бы «перекладка» ротора в упорном подшипнике, что отрицательно сказывается на его работоспособности. Но и эти 30% в абсолютных величинах чрезвычайно значительны. Например, при проектировании и расчете одного из дожимных нагнетателей ГПА с конечным давлением 7,45 МПа, отношением давлений 1,6, мощностью 16 мВт нагрузка на упорный подшипник составила 50000 Н (примерно 5 тонн).

Из-за того, что диаметр думмиса много больше диаметра вала, применение герметичного уплотнения не представляется возможным. Эти уплотнения всегда лабиринтные. Для расчета расхода в этом уплотнении используется вариант формулы Стодола, учитывающий изменение плотности газа при дросселировании в уплотнении. В остальном формула аналогична упрощенному варианту, рассмотренному в разделе 7.2.

Для учета изменения плотности газа в уплотнении формула для расхода  $\bar{m}_1 = \rho f_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$  преобразуется:  $\frac{\Delta p}{\Delta x} p = \frac{\bar{m}_1^2}{2f_{\text{щ}}^2} \frac{RT_1}{\Delta x}$ , где  $\Delta x$  – осевая протяженность уплотнительной камеры,  $RT_1 = \frac{p}{\rho} = \text{const}$  в процессе дросселирования. Индекс «1» относится к началу уплотнения. Индекс «2» ниже относится к концу уплотнения.

Количество гребней уплотнения думмиса делают большим для уменьшения утечки газа, порядка 25 – 30 в центробежных компрессорах. При большой длине уплотнения отношение  $\frac{\Delta p}{\Delta x}$  можно заменить на  $\frac{dp}{dx}$ . Тогда перепад давления в лабиринте определяет интеграл  $\int_1^2 p dp = \int_1^2 \frac{\bar{m}_n^2}{2f_{uz}^2} \frac{RT_1}{\Delta x} dx$ . При одинаковых проходных сечениях  $f_{uz}$  и длине камер  $\Delta x$ , и имея в виду, что давление в уплотнении уменьшается, получим уравнение для расчета утечки в лабиринтном уплотнении с учетом сжимаемости газа:

$$\bar{m}_n = \mu f_{uz} \sqrt{\frac{2(p_1^2 - p_2^2)}{RT_1 Z}}. \quad (8.9.5 \text{ а})$$

Здесь  $Z = \frac{\int_1^2 dx}{\Delta x} = \frac{l_{yml}}{\Delta x}$  – количество уплотнительных камер,  $\mu$  – эмпирический коэффициент расхода лабиринтного уплотнения, (физический смысл и величина которого аналогичны обсуждаемому в разделе 7.2).

Если ввести обозначения, используемые при рассмотрении процессов в проточной части, то зависимость утечки от параметров ТК предстанет в виде:

$$\bar{m}_n = \mu f_{uz} p_k \sqrt{\frac{2(\pi^2 - 1)}{RT_1 Z}}. \quad (8.9.5 \text{ б})$$

При дросселировании газа в уплотнении объемный расход возрастает по ходу движения. Если отношение давлений в лабиринте велико, в последней щели скорость течения достигает скорости звука. Утечка газа при этом велика, и такой режим работы лабиринтного уплотнения нежелателен. В [18] приведен вывод формулы, по которой следует проверять режим истечения, добиваясь дозвуковой скорости в последней щели:

$$\frac{p_2}{p_1} \prec \left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{кр} = \mu \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{1}{\mu_{кр}^2 \frac{k}{\left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} (Z-1) + \mu^2}}}. \quad (8.9.6)$$

Здесь  $\mu_{кр}$  – коэффициент расхода в последней щели при истечении со скоростью звука. При расчетах можно принимать  $\mu_{кр}=0,8$ , и  $\mu=0,67$  для ступенчатых уплотнений при хорошем состоянии гребней.

Качественную оценку зависимости объемного КПД от параметров ТК сделаем, приняв незначительные упрощения, и так как  $\bar{m} = \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \frac{p_i}{RT_i} \Phi$ :

$$\eta_{об} \approx 1 - \frac{\bar{m}_{ym}}{\bar{m}} = \frac{4\mu \bar{D}_{\text{дум}} \bar{\delta}_{r\text{дум}} \sqrt{\frac{2(\pi_k^2 - 1)}{\frac{T_k}{T_n} Z}}}{\Phi M_u \sqrt{k}} \pi_k. \quad (8.9.7)$$

Эта формула не пригодна для расчета, так как входящие в нее величины находятся в сложной взаимосвязи. Но в целом она показывает, что объемный КПД тем выше, чем больше коэффициент расхода и меньше отношение давлений  $\pi_k$ . Программы Метода универсального моделирования включают алгоритмы расчета осевых усилий, выбора диаметра думмиса, расчета объемного КПД. Расчеты показывают, что значения  $\eta_{об}$  порядка 99 – 99,5% могут быть у ЦК с высокорасходными первыми ступенями при небольшом отношении давлений. У дожимных компрессоров газовой промышленности с  $\pi_k=2,2$  при  $\Phi_{расч1} = 0,055$ , объемный КПД равен 97 – 98%, и т.д. У осевых компрессоров объемные потери существенно меньше.

**Механический КПД\***. Механический КПД осевых компрессоров авиационных ГТД очень высок в связи с их большой мощностью и малыми потерями в подшипниках качения, на которые опираются их роторы.

\* Необходимые сведения о конструкции турбокомпрессоров содержатся в Приложении.

Роторы одновальных ТК промышленного назначения опираются на гидродинамические подшипники скольжения. При вращении ротора между его поверхностями и опорными поверхностями подшипников возникает масляный клин. Его подъемная сила удерживает опорные поверхности вала от непосредственного контакта с поверхностями подшипников. Так как масляный слой между вращающимися и неподвижными деталями очень тонкий, а окружные скорости могут превышать 100 м/с, то касательные напряжения трения  $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial n}$  большие.

Методика расчета гидродинамических подшипников ЦК подробно изложена в [22] и включена в программы Метода универсального моделирования. Например, у дожимного шестиступенчатого ЦК с отношением давлений  $\pi_k = 3$  мощностью 16 мВт потери мощности в опорных подшипниках равны по расчету примерно 20 кВт, а в опорном подшипнике, воспринимающем большую осевую силу, эти потери впятеро больше. У такого ЦК механический КПД примерно 99%, так как мощность тратится еще на приводы масляных насосов системы смазки и системы уплотнений.

Большинство типов герметичных уплотнений валов требуют пренебрежимо малой мощности. Исключение составляют уплотнения с плавающими кольцами (иначе – щелевыми), рабочий процесс в которых, по сути, сходен с гидродинамическими подшипниками. Но зазоры в них еще меньше, поэтому затраты мощности значительные. Принцип действия уплотнений предусматривает циркуляцию запорного масла, что требует значительной мощности насоса. Разработанные на кафедре КВХТ программы расчета этих уплотнений позволяют оценить все параметры уплотнения, включая потерю мощности [20].

При прямом приводе незначительные потери имеют место в зубчатых муфтах. Больше механические потери в ТК, которые имеют привод через повышающую передачу. Механические потери в зубчатых мультипликаторах складываются из потерь в подшипниках валов, в зубчатых зацеплениях и потерь вихреобразования при вращении шестерен (вентиляционные потери). Механический КПД наиболее широко распространенных одноступенчатых шевронных мультипликаторов оценивается на уровне 98%.

Необходимость герметичного уплотнения валов, что характерно для большинства промышленных ЦК, усложняет конструкцию и обслуживание. Радикальное решение предложено для нагнетателей ГПА – рис. 8.9.3. Прямой привод от высокочастотного электродвигателя, магнитные подшипники и газодинамические уплотнения исключают потребность в масляной системе. Конструкция заключена в герметичный корпус, что

исключает необходимость в уплотнении вала. Традиционные механические потери отсутствуют, так как примененные подшипники и уплотнения практически не потребляют механическую мощность.

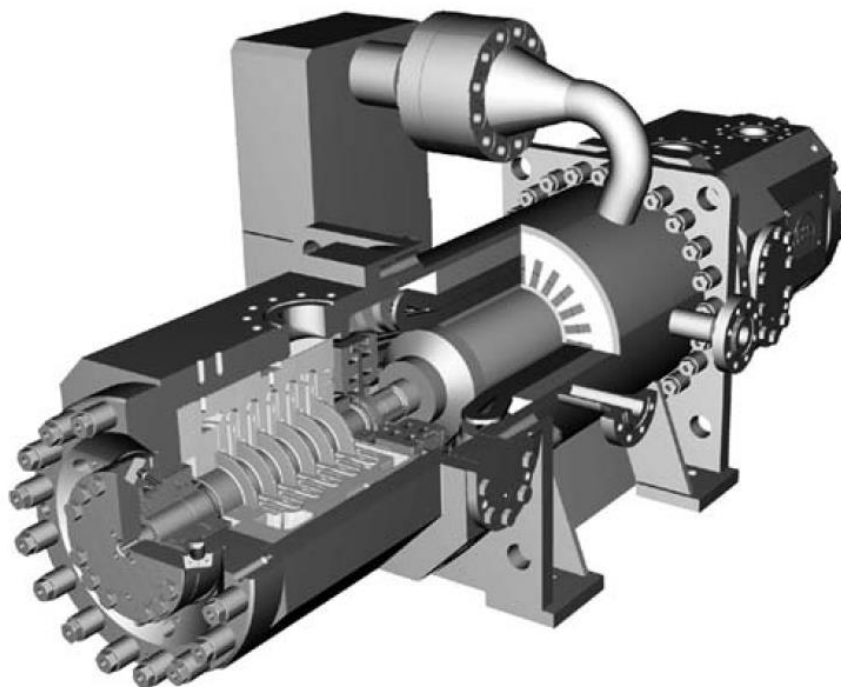


Рис. 8.9.3. «Сухой» нагнетатель газоперекачивающего аппарата с проточной частью и высокочастотным электродвигателем в герметичном корпусе  
(МАН-Турбо, Цюрих)

У этой и подобных машин проблема может возникнуть в связи с так называемыми вентиляционными потерями. Речь идет о том, что вращающиеся элементы ротора компрессора, подшипников и электродвигателя увлекают во вращение окружающий газ, что приводит к потерям трения. Эти потери малы при атмосферных условиях, так как плотность воздуха невелика. При работе в среде газов при повышенном давлении и в среде тяжелых газов эти потери возрастают. При оценке механического КПД компрессоров, подобных показанному на рис. 8.9.3, вентиляционные потери следует принять во внимание. Для оценочного расчета пригодна методика расчета потерь трения диска, изложенная в разделе 7.2.

## 8.10. ОСНОВЫ МЕТОДА УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

**Общие положения.** Изложенные выше приемы проектирования проточной части показывают, что проектные параметры ТК можно обеспечить самыми разными вариантами исполнения проточной части. Например, если речь идет о промышленном центробежном компрессоре, то варианты могут отличаться:

- по общей схеме компрессора: количеством ступеней, количеством валов и скоростью их вращения, количеством промежуточных охлаждений,
- по проточной части ступеней: типом РК (радиальные, осерадиальные), коэффициентами напора и расхода РК, типом диффузора, типом входного и выходного устройства,
- по соотношению размеров проточной части ступеней: относительный диаметр входа, высота лопаток на входе и выходе, количество и форма лопаток – и т.д. по всей проточной части.

Относительно последнего пункта напомним о конкретных рекомендациях по выбору размеров ступеней в ч. 7. Рекомендации основаны на результатах испытаний, которые вынужденно носят ограниченный характер. Поэтому рекомендации допускают выбор параметров проектирования в довольно широком диапазоне. Результатом проектирования может быть проточная часть без грубых ошибок в выборе размеров. Но при этом нет уверенности, что при несколько других соотношениях ступень может обладать более высоким КПД, или с лучшими газодинамическими характеристиками в целом.

Методы проектирования ступеней и ЦК запрограммированы и дают быстрый ответ о размерах проточной части и параметрах потока в контрольных сечениях, делящих ее на отдельные элементы. Проблема заключается в том, что для расчетов параметров потока требуется знать КПД процесса сжатия и подведенную к газу механическую работу. Например, если температура и давление газа  $p_0, p_0^*, T_0, T_0^*$  на входе в РК известны, то

параметры на выходе из колеса определяет уравнение процесса  $\frac{p_2}{p_0} = \left( \frac{T_2}{T_0} \right)^{\frac{n}{n-1}}$ ,

где  $T_2 = T_2^* - \frac{c_{u2}^2 + c_{r2}^2}{2C_p}$ ,  $T_2^* = T_0^* + \frac{\Psi_T u_2^2}{C_p} (1 + \beta_{np} + \beta_{mp})$ , а для определения

показателя процесса необходимо знать политропный КПД:  $\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta$ .

Проблема расчета подводимой к газу механической работы решается расчетом коэффициентов  $\psi_T, \beta_{np}, \beta_{mp}$ . Изложенные в разделе 7.3 методики дают пригодные для расчетной практики результаты. Главная проблема газодинамического расчета и проблема сопоставления и выбора лучшего варианта – возможность определения его КПД.

Проектирование проточной части делается итерационно. Вначале КПД ступени задается, затем определяется форма проточной части и значения критериев подобия  $M, Re$ . Это делает возможным расчет КПД в принципе, так как из теории подобия вытекает функциональная зависимость:

$$\eta = f(\bar{F}, \Phi, M, Re, k), \quad (8.10.1)$$

где  $\bar{F}$  – символическое обозначение формы конкретной проточной части.

Рассчитанное значение КПД не всегда совпадает в выбранным в начале расчета. Поэтому процесс проектирования запускается вновь при рассчитанном значении КПД. Это приводит к некоторому изменению  $\bar{F}$ , что меняет КПД по сравнению с рассчитанным первый раз, и т.д. Вместе с необходимостью выбрать лучший вариант из множества сопоставляемых, это требует многократно повторяемого процесса расчетов.

По этой причине используемый в процессе проектирования метод расчета КПД и газодинамических характеристик ступени должен быть быстродействующим и не требовать больших трудозатрат. Первые версии такого метода автор предложил в начале 1970-х гг. Процесс развития идей метода и компьютерных программ изложен в [19].

Современная версия начала разрабатываться в середине 1980-х гг. Идея и компьютерная реализация получили название Метод универсального моделирования [20]. Пять компьютерных программ Метода позволяют:

- рассчитать характеристики ступеней промышленного ЦК с практически любыми параметрами и формой проточной части,
- рассчитать характеристики промышленного ЦК с практически любыми параметрами и формой проточной части,
- произвести оптимальное проектирование ступени,



– произвести оптимальное проектирование одновального ЦК без промежуточного охлаждения с предварительным автоматическим анализом основных вариантов,

– произвести оптимальное проектирование компрессора с практически любым возможным количеством валов и промежуточных охлаждений.

Принципиально важной основой Метода является оригинальный способ расчета КПД и напора ступени. С учетом обычного для проектной практики принципа суммирования потерь по элементам проточной части гидравлический КПД ступени предстает в виде:

$$\eta_c = \frac{h_i - h_{pk} - h_{diff} - h_{gy}}{h_T} = 1 - \Delta\eta_{pk} - \Delta\eta_{diff} - \Delta\eta_{gy}. \quad \text{После приведения к}$$

безразмерному виду:

$$\eta_w = 1 - \frac{\zeta_{pk}}{2\psi_T} \bar{w}_1^2 - \frac{\zeta_{diff}}{2\psi_T} \bar{c}_2^2 - \frac{\zeta_{gy}}{2\psi_T} \bar{c}_4^2, \quad \eta = \frac{\eta_w}{1 + \beta_{np} + \beta_{mp}} \quad (8.10.2)$$

Входящие в формулу безразмерные скорости на входе в элементы проточной части вычисляются в одномерной постановке в процессе термодинамических расчетов. КПД ступени определен, если рассчитаны коэффициенты потерь элементов проточной части.

В пределах каждого элемента происходит дальнейшее деление потерь по месту возникновения. Например, в рабочем колесе потери рассчитываются отдельно на передней и задней поверхностях лопаток и на ограничивающих поверхностях:  $h_{w_{pk}} = h_{w_{nn}} + h_{w_{zn}} + h_{w_{озр}}$ .

Именно местные потери являются объектами математического моделирования, что является принципиальной основой Метода.

**Моделирование местных потерь напора.** Принцип моделирования рассмотрен на примере рабочего колеса. Математическое моделирование основано на физической модели течения, выработанной в результате всестороннего экспериментального и теоретического исследования [20]. Нужная информация представлена в разделе 7.3. Суть физической модели применительно к рабочему колесу:

– на ограничивающих поверхностях пограничные слои тонкие, благодаря воздействию Кориолисова ускорения на вторичные течения. Это увеличивает потери трения, но предотвращает отрыв потока,

– на передней поверхности лопаток пограничные слои тонкие и сильно турбулизированные благодаря воздействию сил инерции, действующих по нормали к поверхности лопаток. Это увеличивает потери трения, но пневмометрические измерения и визуализация показали отсутствие развитого отрыва потока во всем диапазоне характеристик ступени,

– на задней поверхности лопаток пограничные слои толстые и ламинаризованные благодаря воздействию сил инерции, действующих по нормали к поверхности лопаток. Это уменьшает потери трения, но своеобразная форма отрыва потока – «след» – возникает при замедлении меньшем, чем в обычном диффузоре,

– до образования следа на задней поверхности невязкая диаграмма скоростей на лопатках весьма близка к действительной. После образования следа скорость в ядре потока, равная скорости в точке отрыва, остается постоянной до выхода из РК:  $w_{2я} = w_{отр}$ . На передней поверхности после отрыва начинается рост скорости до значения  $w_{2я} = w_{отр}$ . Вихревые потери проявляются в форме смещения ядра потока (скорость  $w_{2я}$ ) с вихревой зоной (скорость  $w_{2сл}$ ).

Как указывалось, течение в РК неразвитое. То есть, в межлопаточной решетке есть отчетливое деление потока на невязкое ядро, вязкий пограничный слой и вязкую вихревую зону на задней поверхности лопаток – след (у наиболее эффективных РК след отсутствует на расчетном режиме). Поэтому при моделировании потерь трения примем за основу данные по испытаниям тонкой пластинки.

При обтекании пластинки пограничный слой на поверхности соседствует с невязком потоком. Экспериментальная зависимость коэффициента силы трения гидравлически гладкой поверхности аппроксимируется формулой  $C_f = \frac{0,0307}{\text{Re}_w^{1/7}}$ . Эта формула в общем виде выглядит как:

$$c_f = x_1 \text{Re}_w^{x_2}. \quad (8.10.3)$$

В данном случае формула и численные значения коэффициентов получены анализом уравнений турбулентного пограничного слоя, и хорошо соответствуют измеренным значениям коэффициента трения. В принципе такой вид соотношения между функцией и аргументом дает возможность очень гибкого подбора коэффициентов для аппроксимации эмпирических зависимостей разного вида – рис.8.10.1.

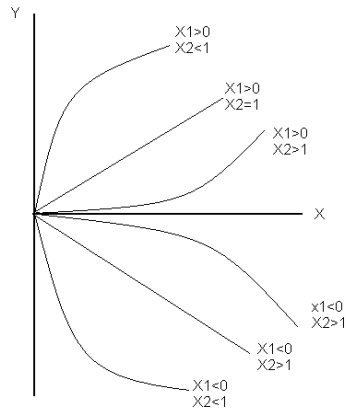


Рис. 8.10.1. Возможный вид функций  $Y = x_1 X^{x_2}$  в зависимости от значений коэффициентов  $x_1$  и  $x_2$

Два обстоятельства отличают обтекание поверхности лопатки от обтекания тонкой пластинки. Одно из них связано с продольным градиентом скорости. В компрессорных решетках течение замедленное. Естественно, это влияет на состояние пограничного слоя, на касательные напряжения и на потери трения.

Диаграммы невязких скоростей на поверхности лопатки обсуждаются в разделе 7.3. Как известно, состояние пограничного слоя контролирует фактор диффузорности. Для передней и задней поверхности он равен соответственно (участки нагружения лопатки на входе и ее разгрузки на выходе не рассматриваются):

$$F_{Dn} = 1 - \frac{w_{n2}}{w_{n1}}, \quad F_{Dz} = 1 - \frac{w_{z2}}{w_{z1}}. \quad (8.10.4)$$

При проектировании РК по методике в разделе 7.3 получается необходимая информация для построения схематизированной эпюры скоростей и определения:

- относительные скорости на входе и выходе  $w_1, w_2$  рабочего колеса определены при выборе размеров входа и выхода лопаточной решетки,
- средняя нагрузка  $\Delta w_{cp} = (w_3 - w_n)_{cp}$  определена при выборе числа лопаток,

– характер распределения скоростей вдоль лопатки, соотношения  $\Delta w_1$ ,  $\Delta w_2$  и  $\Delta w_{\bar{n}\delta}$  определяет коэффициент центра давления. Нужные для расчета факторов диффузорности скорости равны:

$$w_{s1} = w_1 + \frac{\Delta w_1}{2}, \quad w_{s2} = w_2 + \frac{\Delta w_2}{2}, \quad w_{n1} = w_1 - \frac{\Delta w_1}{2}, \quad w_{n2} = w_2 - \frac{\Delta w_2}{2}. \quad (8.10.5)$$

Другое обстоятельство связано с наличием градиента скорости по нормали к поверхности лопатки. В разделе 7.3 пояснялось, что турбулизация пограничного слоя на передней поверхности лопаток и его ламинаризация на задней поверхности вызываются наличием действующей по нормали к потоку силы инерции. Эта сила возникает при отклонении потока лопатками от инерциального направления и вызывает появление нормального градиента скорости, равного в центробежном колесе  $\frac{\partial W}{\partial n} = 2\omega - \frac{W}{R_l}$  – формула (3.8.13).

Процесс ламинаризации / турбулизации пограничного слоя на лопатках контролируется числом Россби  $Ro = -\frac{\partial W / \partial n}{\partial w / \partial n}$ . В числителе большой буквой  $W$  обозначены скорости в ядре потока, а малой буквой  $w$  в знаменателе обозначены скорости в пограничном слое.

При положительном значении  $Ro$  на задней поверхности лопаток подавляются поперечные турбулентные пульсации, и пограничный слой приобретает свойства ламинарного. При этом касательные напряжения уменьшаются, что приводит к отрыву потока даже при относительно небольшом замедлении.

При отрицательном значении  $Ro$  на передней поверхности лопаток усиливаются поперечные турбулентные пульсации. При этом касательные напряжения возрастают, что препятствует отрыву потока даже при максимальных углах атаки, но ведет к росту потерь трения.

Перечисленные явления нужно учесть, для чего в модель потерь введено условное число Россби, в котором параметры пограничного слоя не участвуют. Такой подход соответствует принципу построения модели для массовых оптимизационных расчетов. Условное число Россби учитывает роль нормальных сил инерции, представляя собой обезразмеренный градиент скорости  $\frac{\partial W}{\partial n} = 2\omega - \frac{W}{R_l}$ . Отказ от рассмотрения градиента скорости в пограничном слое обоснован тем, что величина  $\partial w / \partial n$  сама зависит от

нормального градиента скорости. Обезразмеривание производится делением числителя на характерную скорость  $u_2$ , а знаменателя – на характерный линейный размер  $D_2$ :  $Ro' = \frac{\partial W / u_2}{\partial n / D_2} = \frac{2\omega D_2}{u_2} - \frac{W D_2}{R_\rho u_2}$ . Таким образом, условное число Россби приводится к виду:

$$Ro' = 4 - \frac{\bar{w}_{cp}}{R_{лcp}}. \quad (8.10.6)$$

Для расчета вычитаемого в этой формуле есть упрощенные соотношения. Напомним, что при лопатках, загнутых назад, их кривизна уменьшает нормальный градиент давления. При лопатках, загнутых вперед, радиус кривизны отрицательный, что увеличивает градиент скорости по нормали.

Для учета отличий в обтекании пластинки и поверхности лопаток введены поправочные коэффициенты, зависящие от рассмотренных параметров. Соответственно для передней и задней поверхностей лопаток:

$$\begin{aligned} c_{wmpn} &= c_f (1 + x_3 F_{Dn}^{x_4}) (1 + x_5 Ro'^{x_6}), \\ c_{wmpz} &= c_f (1 + x_7 F_{Dz}^{x_8}) (1 - x_9 Ro'^{x_{10}}), \end{aligned} \quad (8.10.7)$$

где  $c_f = x_1 Re_w^{x_2}$ ,  $Re_w = \frac{w_{cp} l_l}{\nu}$ .

Введенные эмпирические коэффициенты  $x$  предполагаются одинаковыми для любых проточных частей и режимов работы. По этой причине предлагаемый подход к решению задачи упрощенного расчета газодинамических характеристик получил название Метод универсального моделирования. Способ нахождения численных значений коэффициентов  $x$  рассмотрен ниже.

Структура формул (8.10.7) для расчета коэффициента трения на ограничивающих поверхностях аналогична. Условное число Россби ответственно не только за турбулизацию / ламинаризацию пограничных слоев на лопатках, но и за вторичные течения на ограничивающих

поверхностях. Как указывалось выше, вторичные течения препятствуют отрыву, но увеличивают потери трения. Поэтому в формулу для коэффициента трения условное число Россби входит с положительным знаком:

$$c_{\text{возр}} = c_f (1 + x_{11} F_{Dn}^{x_{12}}) (1 + x_{13} Ro^{x_{14}}). \quad (8.10.8)$$

Для связи коэффициентов силы сопротивления  $C_w$  с коэффициентом потерь  $\zeta$  воспользуемся условием равенства потерь мощности, подсчитанной с помощью этих коэффициентов. Для ограничивающих поверхностей потерянная мощность, определенная через силу сопротивления

равна:  $N_{\text{возр}} = c_{\text{возр}} \tau_{\text{cp}} \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \times 2 \rho_{\text{cp}} \frac{w_{\text{cp}}^2}{2} w_{\text{cp}}$ , а через потерь

равна  $N_{\text{возр}} = \zeta_{\text{озр}} \frac{w_1^2}{2} \Phi \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$ , откуда:

$$\zeta_{\text{озр}} = c_{\text{возр}} \frac{(1 - \bar{D}_1^2) \tau_{\text{cp}} \varepsilon_{\text{cp}} \bar{w}_{\text{cp}} \left( \frac{w_{\text{cp}}}{w_1} \right)^2}{\Phi}. \quad (8.10.9)$$

Здесь индексом «ср» отмечены параметры в середине между  $D_1$  и  $D_2$ .

Для коэффициента профильных потерь формулы получены аналогично:

$N_n = c_{\text{wn}} z b_{\text{cp}} l \rho \frac{w_n^2}{2} w_n = \zeta_n \frac{w_1^2}{2} \rho_0^* \Phi \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$ , откуда

$$\zeta_n = c_{\text{wn}} z \frac{4 \bar{b}_{\text{cp}} \bar{l} \varepsilon_{\text{cp}} \bar{w}_n \left( \frac{w_n}{w_1} \right)^2}{\pi \Phi}, \quad \zeta_3 = c_{\text{w3}} z \frac{4 \bar{b}_{\text{cp}} \bar{l} \varepsilon_{\text{cp}} \bar{w}_3 \left( \frac{w_3}{w_1} \right)^2}{\pi \Phi}. \quad (8.10.10)$$

Потери смешения в связи с образованием следа рассчитываются с учетом ожидаемой точки отрыва и трансформации невязкой диаграммы скоростей – рис. 8.10.2.

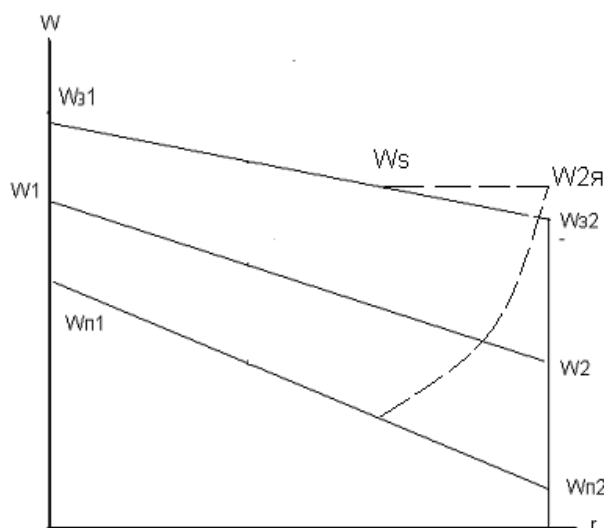


Рис. 8.10.2. Схематизированная диаграмма скоростей до и после (штриховые линии) возникновения следа

Модель для расчета точки начала следа:

$$\dot{w}_s = \frac{w_s}{w_{31}} = x_{15} (1 + x_{16} Ro^{x_{17}}). \quad (8.10.11)$$

Здесь  $x_{15}$  – отношение скоростей в точке отрыва к скорости в начале поверхности, обтекаемой без нормального градиента скорости,  $(1 + x_{16} Ro^{x_{17}})$  – коэффициент, учитывающий ламинаризацию пограничного слоя, что приближает точку отрыва к началу поверхности.

Потери смешения рассчитываются как потери внезапного расширения. При этом скоростью потока в следе, равной примерно  $0,2w_{я}$  можно пренебречь, так как ее кинетическая энергия составляет всего примерно 4% кинетической энергии потока в ядре.

Изменение выходного треугольника скоростей при внезапном расширении на выходе из РК показано на рис. 8.10.3. Для упрощения принимается, что после выхода из РК поток сразу же заполняет все

пространство контрольного сечения выхода из РК площадью  $f_2 = \pi D_2 b_2$  и его расходная скорость уменьшается от  $c_{r2я}$  до  $c_{r2}$ .

При внезапном расширении неизменной остается окружная проекция скорости, так как для ее изменения к потоку требуется момент внешних сил, который в данном случае отсутствует. В результате при внезапном расширении векторная разность относительной скорости до и после расширения равна разности расходных составляющих  $\vec{w}_{2я} - \vec{w}_2 = \vec{c}_{r2я} - \vec{c}_{r2}$  и потери внезапного расширения по формуле Борда – Карно равны

$h_{всп} = \frac{(c_{r2я} - c_{r2})^2}{2}$ . При расчете вихревых потерь в РК в формулу вводится эмпирический коэффициент, учитывающий влияние принятых упрощающих допущений.

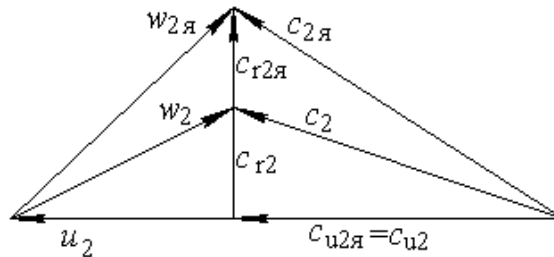


Рис. 8.10.3. Изменение выходного треугольника скоростей при внезапном расширении на выходе

Так как  $c_{r2я} = w_{2я} \sin \beta_2 = w_1 \dot{w}_s \sin \beta_2$  то

$h_{вспРК} = x_{17} \frac{(w_{13} \dot{w}_{s3} \sin \beta_2 - c_{r2})^2}{2}$  и коэффициент вихревых потерь в РК равен:

$$\zeta_{всп} = x_{17} \left( \frac{w_{13}}{w_1} \dot{w}_s \sin \beta_2 - \frac{c_{r2}}{w_1} \right)^2. \quad (8.10.12)$$



Перечисленные виды потерь суммируются и используются для расчета гидравлического КПД с учетом обсуждаемых ниже факторов.

**Учет пространственности и критериев подобия.** Представленные выше формулы трактуют течение как плоское, происходящее на средней по высоте лопаток радиальной плоскости. Неблагоприятный характер обтекания периферийных и корневых сечений лопаток учитывается упрощенно, введением поправочного коэффициента:

$$K_{nc} = x_{18} \left( 1 + \frac{b_1}{l} \right)^{x_{19}}. \quad (8.10.13)$$

Отношение высоты лопатки на входе к ее длине качественно отражает негативную роль поворотного канала перед лопатками РК.

Критерии подобия проявляют свое влияние по-разному. Роль критерия Рейнольдса учтена при расчете потерь трения. На вихревые потери этот критерий не влияет при турбулентном течении. Понятно, что в представленном виде модель потерь непригодна для особых случаев, когда течение в проточной части ламинарное.

Критерии сжимаемости  $M$  и  $k$  влияют на отношение плотностей  $\varepsilon = \rho/\rho_0^*$ , что учитывается при термодинамических расчетах.

Эксперименты с модельными ступенями [20] показывают, что именно максимальное числа Маха на профиле влияет на эффективность лопаточных решеток РК. Поэтому в формулы для расчета потерь введен коэффициент, учитывающий это обстоятельство:

$$K_M = 1 + x_{20} M_{w_{31}}^{x_{21}}, \quad M_{w_{31}} = \frac{w_{31}}{\sqrt{k R T_0}}. \quad (8.10.14)$$

С учетом этого потеря гидравлического КПД а рабочем колесе равна:

$$\Delta\eta_{pk} = K_{nc} K_M \frac{\zeta_{o2p} + \zeta_n + \zeta_3 + \zeta_{ep}}{2\psi_T} \bar{w}_1^2. \quad (8.10.15)$$

**Нерасчетные режимы.** При расчете теоретического напора на режимах, отличных от расчетного, используется эмпирически установленный факт линейной зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода на выходе из РК:

$$\frac{\Psi_T}{\Psi_{T \text{ расч}}} = 1 + \left( \frac{\Psi_{T0}}{\Psi_{T \text{ расч}}} - 1 \right) \left( 1 - \frac{\Phi_2}{\Phi_{2 \text{ расч}}} \right). \quad (8.10.16)$$

Здесь  $\Psi_{T0}$  – коэффициент теоретического напора РК при нулевом расходе, для определения которого есть эмпирические зависимости.

При определении ударных потерь на нерасчетных режимах используется схема, примененная ранее для демонстрации формы характеристик ступени ТК (формула (2.4.14 б)). Для учета реального характера возникновения ударных потерь, в том числе влияния сжимаемости, введены эмпирические коэффициенты.

**Идентификация модели.** Для расчета характеристик остальных элементов проточной части используются подходы, соответствующие особенностям их рабочего процесса. Всего в модели потерь более трех десятков эмпирических коэффициентов  $x$ .

Поскольку значения этих коэффициентов по принципу построения модели должны быть одинаковыми у всех ступеней ЦК, вне зависимости от формы их проточной части, то при правильно выбранных значениях  $x$  рассчитанные характеристики должны соответствовать результатам испытаний. Здесь надо учитывать упрощенный и отчасти произвольный характер модели. Полного совпадения расчетов и экспериментов не должно быть в принципе. Однако модель можно считать адекватной, если ее погрешность соответствует требованиям практики проектирования и расчетов.

Для идентификации модели сделана компьютерная программа “IDENT”, в банке данных которой хранится информация о более чем двух сотнях испытаний модельных ступеней. При испытаниях измерения выполняются на шести режимах по расходу. Поэтому для сопоставления измеренного и рассчитанного КПД есть более тысячи данных измерений.

Процесс идентификации предусматривает автоматический перебор значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с

экспериментально определенным значением. Отбираются такие значения  $x$ , при которых средняя невязка КПД по сопоставляемым данным минимальна:

$$d\eta_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^Z (\eta_{\text{экс}} - \eta_{\text{расч}})_{\text{абс}}}{Z} \rightarrow 0, \quad (8.10.17)$$

где  $Z$  - количество экспериментальных значений КПД, участвующих в поиске эмпирических коэффициентов.

Уравнения расчета потерь должны давать не только максимально точный конечный результат, но и удовлетворять характеру реального рабочего процесса. Формально можно идентифицировать модель при таких значениях  $x$ , при которых не реалистичны соотношения потерь в элементах проточной части, или соотношение между потерями вихреобразования и трения, и т.п. Создатель модели должен корректировать процесс. В противном случае при использовании модели для оптимизации проточной части получатся неправильные результаты.

Далее представлены компьютерные программы, используемые в практике проектирования и анализа. Их модели потерь характеризуются средними значениями  $\eta_{\text{экс}} - \eta_{\text{расч}} = \pm 0,6 - 0,8\%$  для оптимального режима ступеней, что практически совпадает с погрешностью экспериментального определения КПД. На нерасчетных режимах погрешность больше, но практика проектирования ЦК по заданиям промышленности показывает, что требования ТЗ обеспечиваются.

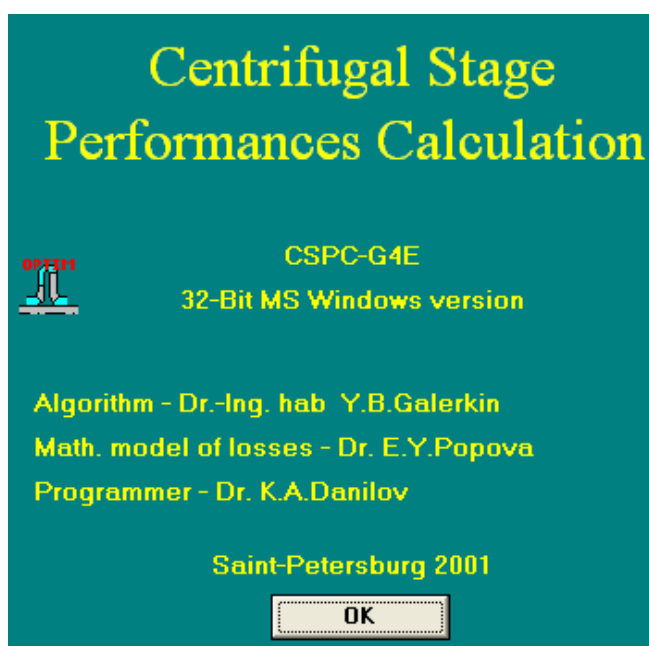
Примеры расчетов по программам Метода универсального моделирования приведены в предыдущих разделах и дают достаточное представление о их возможностях. Далее показаны заставки и меню ввода этих программ.

**Программы Метода универсального моделирования.** Рисунки 8.10.4- 8.10.8 дают представление о том, какие варианты проточной части ступени и схемы компрессоров могут быть объектами расчета, о режимных и геометрических параметрах ступени и ЦК, которые нужно ввести для оптимального проектирования и расчета характеристик.

Программа CSPC-G4E (рис. 8.10.4) предназначена для расчета характеристик ступеней со следующими возможными вариантами проточной части:

- с радиальным или осерадиальным РК,
- с лопаточным или безлопаточным диффузором,
- с ОНА, или одним из трех типов улиток, или с боковой сборной камерой.

Характеристики могут быть рассчитаны при разных значениях критериев подобия и при наличии закрутки потока на входе в РК – путем ввода значения угла абсолютного потока  $AL0$ .



**Input Data**

Input Data:  2D  3D

Diffuzer Type:  VLD  VD

Exit Type:  Return channel  Scroll

Mu=0.85 Reu=6000000 k=1.4

Impeller		Diffuzer		Scroll	
D2=	1 m	B3=	5.482084E-02	NUsc=	360 deg
Dhb=	0.35	D4=	1.55	D360=	1.747355 deg
D0=	0.5772787			B360=	0.5830002 deg
D1=	0.594597			ALsc=	30 deg
B1=	9.528036E-02				
B2=	5.482084E-02				
Btbl1=	24.86018 deg				
Btbl2=	51.40486 deg				
DLi=	0.012				
Zim=	16				
Kpc=	0.45				
AL0=	90				

Real dimensions (in meters)

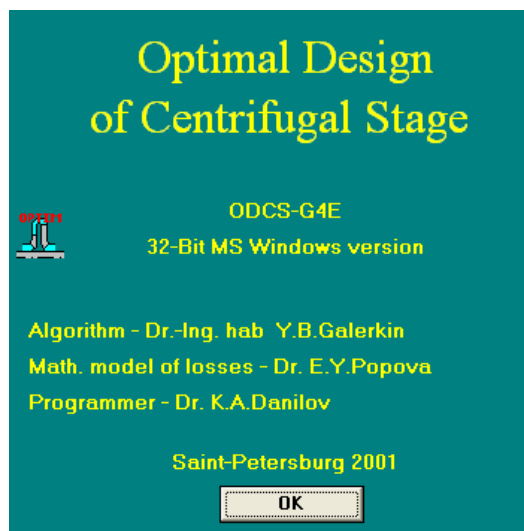
Labirinth seal condition:  good  mediocre  another

Start Close Preview

Round scroll with constant channel diameter(collector) <Enter> for accept

Рис. 8.10.4. Программа CSPS-G4E. Заставка и меню ввода параметров для расчета характеристик центробежной ступени

Программа ODCS-G4E (рис. 8.10.5) предназначена для оптимального проектирования ступеней с перечисленными выше вариантами проточной части путем последовательного перебора основных параметров, приведенных в правой колонке меню.



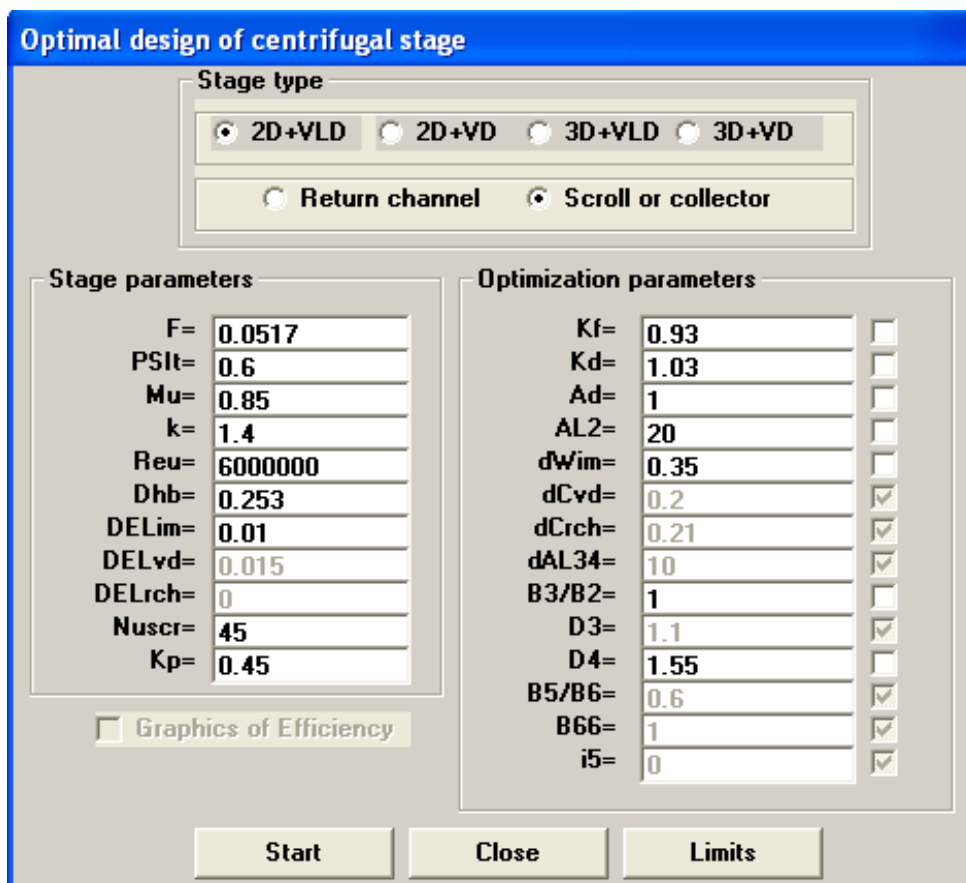


Рис. 8.10.5. Программа ODCS-G4E. Заставка и меню ввода параметров для оптимального проектирования центробежной ступени

Программа NCCO-G4E (рис. 8.10.6.) используется для оптимального проектирования одновальных центробежных компрессоров без промежуточного охлаждения. По упрощенной модели рассчитываются основные размеры и оценивается КПД вариантов компрессора с разным количеством ступеней и напорностью рабочих колес при той или иной скорости вращения. Ступени выбранного варианта оптимизируются по программе ODCS-G4E, после чего рассчитываются их характеристики и характеристики компрессора в целом.



**Compressor parameters**

Mass flow rate (kg/s).  $m = 5$

Outlet pressure (Atm; Pa).  $P_{out} = 1.7$  166600

Inlet pressure (Atm; Pa).  $P_{in} = 1$  98000

Inlet temperature (K).  $T_{in} = 288$

Rotor type

Flexible    Rigid    Free hub

Hub ratio  $D_{hb} = 0.35$

Diffusers

VD    VLD

Gas parameters

Isentropic coefficient  $k = 1.4$

Gas constant (J/kg/K).  $R = 287$

Dynamic viscosity coefficient ( $n \cdot s / m^2$ ).  $\mu = 0.00005$

Back to main menu

Рис. 8.10.6. Программа NCCO-G4E. Заставка и меню ввода параметров для оптимального проектирования одновальных центробежных компрессоров

Программа ODCC-G4E (рис. 8.10.7.) предназначена для оптимального проектирования центробежных компрессоров с произвольной схемой – разное количество валов и промежуточных охлаждений. Для интересующего пользователя варианта по упрощенной модели рассчитываются основные размеры проточной части, и оценивается КПД. Если вариант представляет интерес, его ступени оптимизируются по программе ODCCS-G4E, после чего рассчитываются их характеристики и характеристики компрессора в целом.

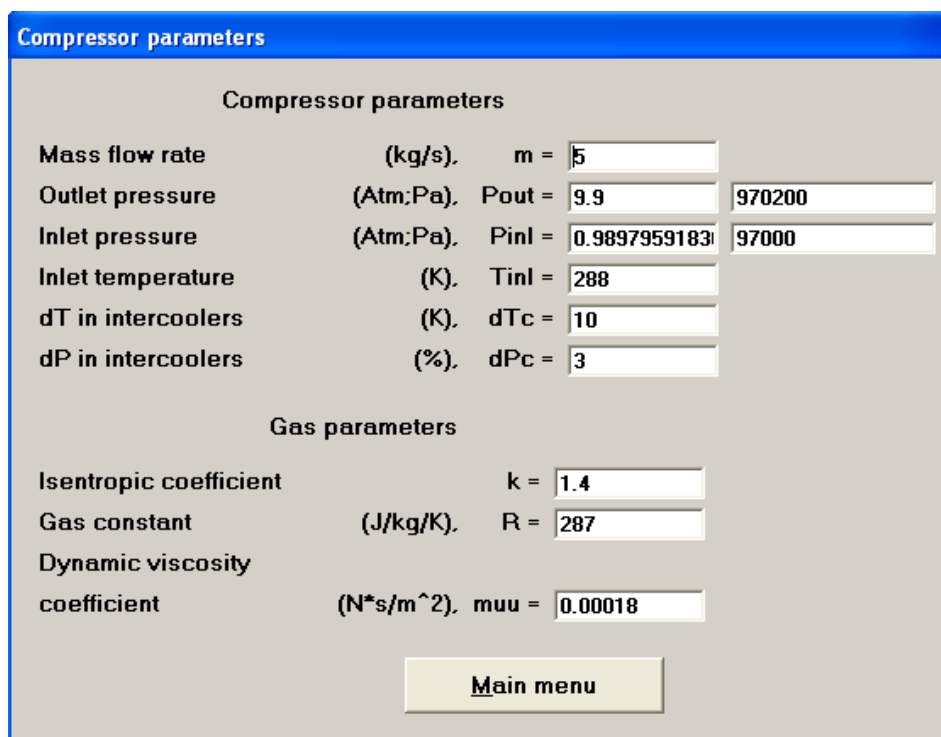
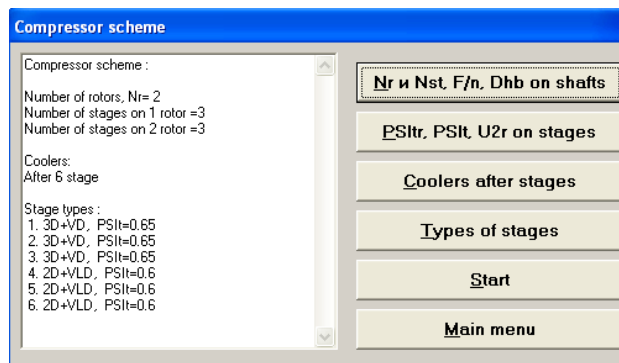
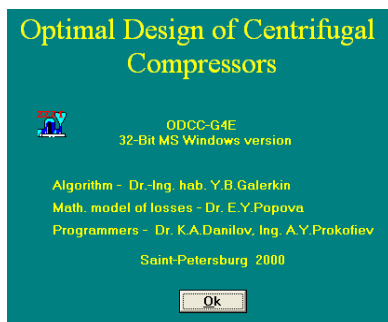


Рис. 8.10.7. Программа ODCC-G4E. Заставка и меню ввода параметров для оптимального проектирования центробежных компрессоров с произвольной схемой

Программа SSPM-G4E (рис. 8.10.8) служит для расчета семейства характеристик центробежных компрессоров произвольной схемы. В качестве параметра при расчете характеристик выступают скорость вращения, параметры газа на входе, или его физические свойства. Характеристики ступеней рассчитываются по программе CSPC-G4E.



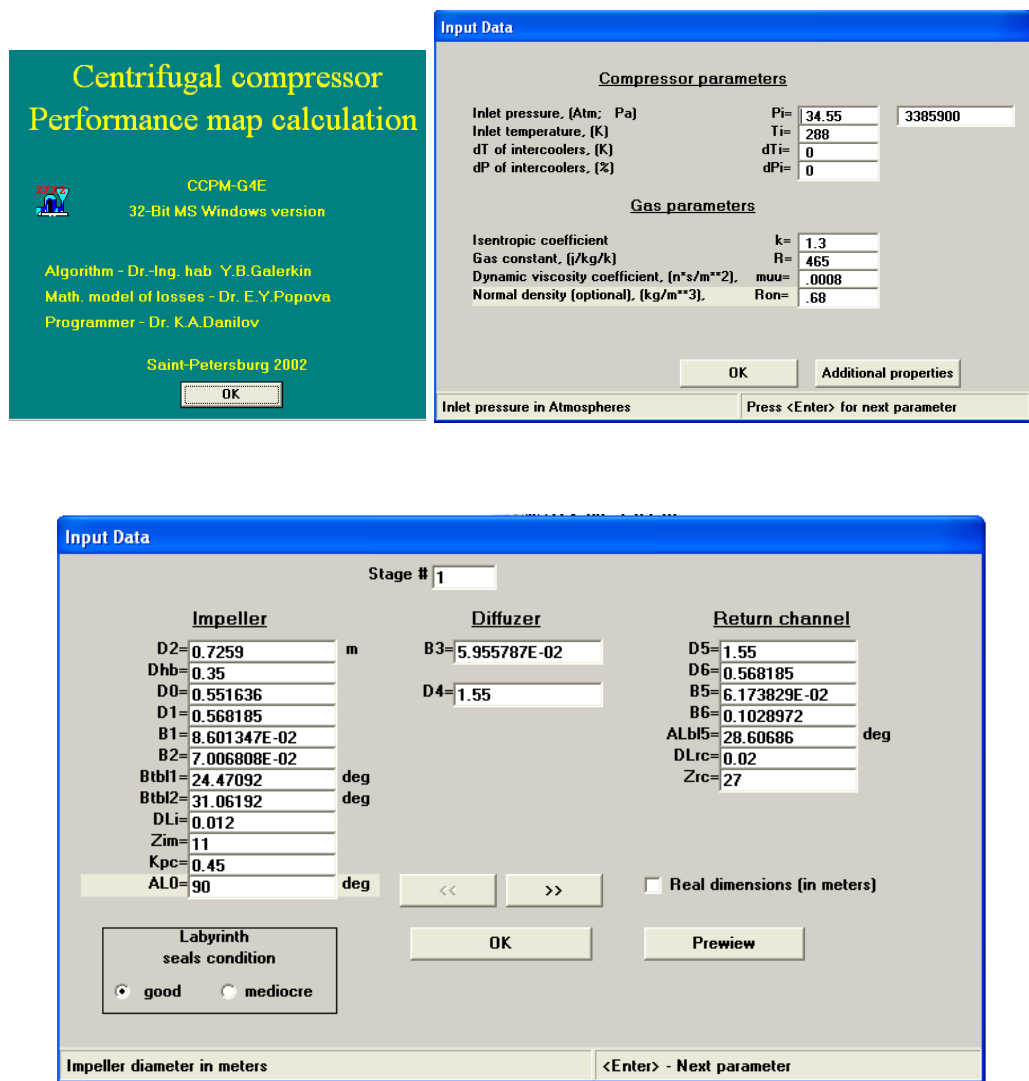


Рис. 8.10.8. Программа CCPM-G4E. Заставка и меню ввода параметров для расчета семейства характеристик центробежных компрессоров произвольной схемы

Анализ результатов расчетов и успешная практика применения программ в целях реального проектирования демонстрируют их адекватность. С помощью программ выполняются проекты ЦК для ряда отечественных и зарубежных производителей. Прием – сдаточные испытания демонстрируют соответствие параметров техническим заданиям при высокой газодинамической эффективности. На начало 2009 г. построено около 300 шт. компрессоров более 40 типов, с суммарной мощностью, приближающейся к 4 млн. кВт. Максимальная мощность спроектированных ЦК достигает 25 мВт, максимальное отношение давлений – 21,3, максимальное количество ступеней – 14, максимальное конечное давление – 12 мПа.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бакулев В.И. и др., Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М.,Изд-во МАИ, 2003.
2. Берман Я.А., Маньковский О.И., Марр Ю.И., Рафалович А.П. Системы охлаждения компрессорных установок. ЛО «Машиностроение», 1984.
3. Бетчелор Д. Введение в динамику жидкости. — М.: Мир, 1973. — 758 с.
4. Брук А.Д., Матикашвили Т.И., Невельсон М.И. и др. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С. Соломаховой. — Москва: Машиностроение, 1975. — 415 с.
5. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. — Москва: Машиностроение, 1986. — 284 с.
6. Васильев Б.П., Коваль В.А., Канаков В.В., Павленко Г.В., Романов В.В., Основы проектирования газотурбинных двигателей и установок, ООО «Контраст», Украина 61166, Харьков, пр. Ленина, 40.
7. Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С., Методы исследования центробежных компрессорных машин. Машиностроение, Ленинград, 1969, 303 с.
8. Гофлин А.П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. — М.; Л.: Машгиз, 1959. — 303 с.
9. Дейч М.Б., Зарянкин Л.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубковтурбомашин. М., Энергия, 1970.
- 10 Дейч М.Б., Зарянкин Л.Е. Газодинамика. М., Энергия, 1984.
11. Ден Г.Н. Механика потока в центробежных компрессорах. — Ленинград: Машиностроение, 1973. — 270 с.
12. Дынкин А.Л., Самолет начинается с двигателя. Книга первая. «Рыбинское подворье», 1995.
13. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение, 1992.-672 с.
14. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. — Москва: Мир, 2000. — 688 с.
15. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1978. — 736 с.
16. Мифтахов А.А., Зыков В.И. Входные и выходные устройства

центробежных компрессоров. «Фэн», Казань, 1996.

17. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л. : Машиностроение, 1981. — 351 с.

18. Селезнев К.П. Галеркин Ю.Б., Анисимов С.А. и др. Под общей редакцией К.П. Селезнева. Теория и расчет турбокомпрессоров (учебное пособие для студентов ВУЗов).— Л.: Машиностроение. 1986 – 392с.

19. Селезнев К.П. Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение. 1982 – 271с.

20. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. Ю.Б.Галеркина. СПб., НПК СПбГПУ, 2005 – 496с.

21. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986 – 432 с.

22. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.; Машиностроение, 1995 – 240 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

**Примечание.** Текст Приложения основан на технических материалах отечественных и зарубежных фирм. Разделы П.1, и П.11 – 14 в значительной степени основаны на содержании и используют иллюстрации из монографии [22].

#### П.1. Состав и компоновка турбокомпрессорной установки

На рис. П.1.1 показана типичная установка с промышленным турбокомпрессором (в данном случае – с центробежным).

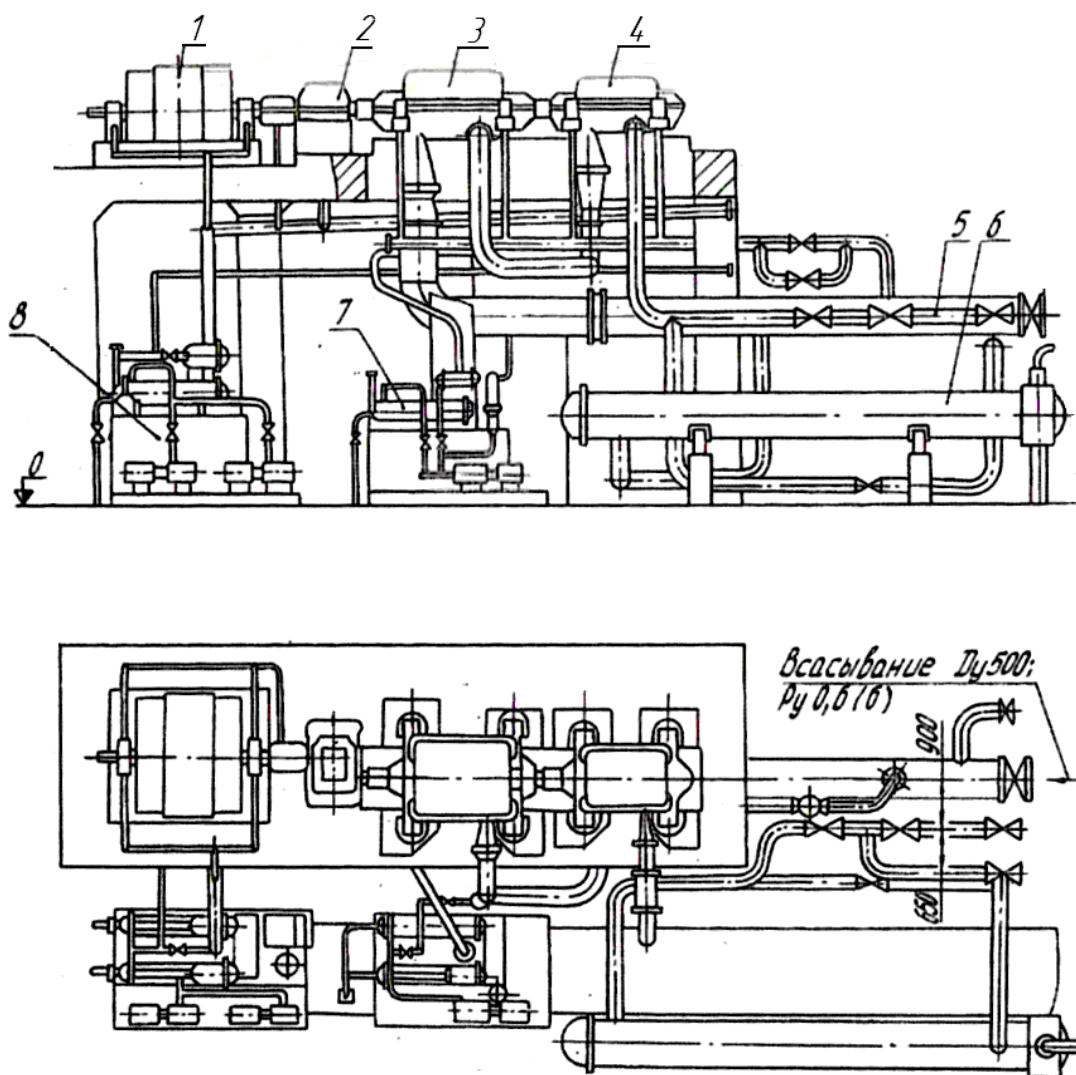


Рис. П.1.1. Установка с электроприводным двухкорпусным центробежным компрессором (НИИТК – ККЗ)

Верхняя плоскость пространственного фундамента соответствует уровню пола машинного зала. На ней установлен приводной электродвигатель 1, повышающая зубчатая передача (мультипликатор) 2 и два корпуса компрессора 3,4, осуществляющих последовательное сжатие газа. Вспомогательные системы и трубопроводы, расположенные под полом машинного зала:

- 5 – газовые коммуникации
- 6 – газоохладитель,
- 7 – система смазки концевых уплотнений,
- 8 – система смазки подшипников, мультипликатора, муфт.

Двухэтажная компоновка обеспечивает эстетичность машинного зала и удобство обслуживания основных агрегатов – компрессора и мультипликатора. Многовальные центробежные компрессоры с мультипликатором, конструктивно объединенным с компрессором, обычно имеют блочную компоновку на общей раме. Их газоохладители и другие системы достаточно органично объединены с основными элементами установки. Альтернатива классической компоновки – блок ЦК с встроенным мультипликатором и всеми вспомогательными системами на общей раме, как на рис. 8.4.4, например. У машин такого типа газоохладители имеют более компактную конструкцию, например, как у компрессоров Атлас Копко – рис. П.1.2.

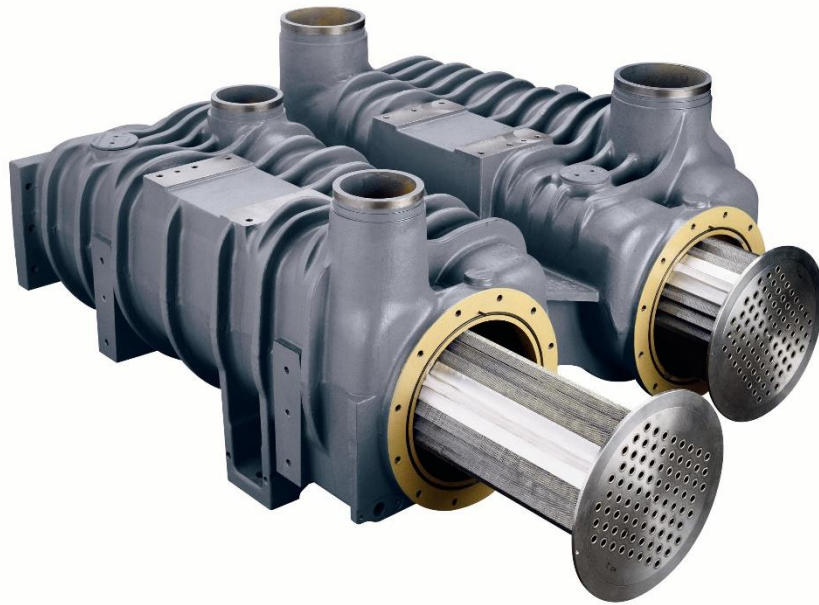


Рис. П.1.2. – Встроенный охладитель ряда центробежных компрессоров  
ZH 4000 – 7000 Atlas Copco

## П. 2. Примеры конструкции осевых и центробежных компрессоров

Ряд примеров конструкций ОК и ЦК приведен в основном тексте. Приведенные ниже иллюстрации их дополняют.

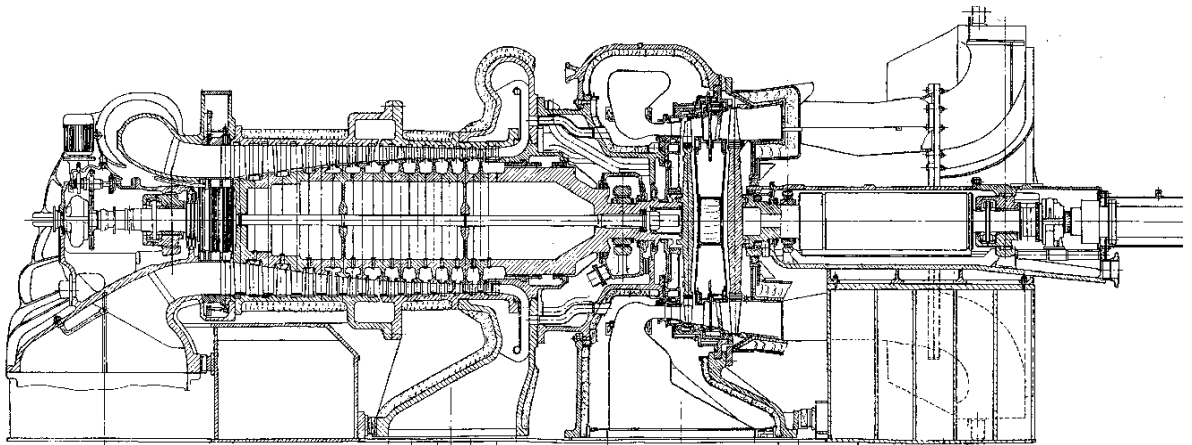


Рис. П.2.1. Газотурбинная установка ГТНР-16 («Невский завод») для привода газоперекачивающего агрегата

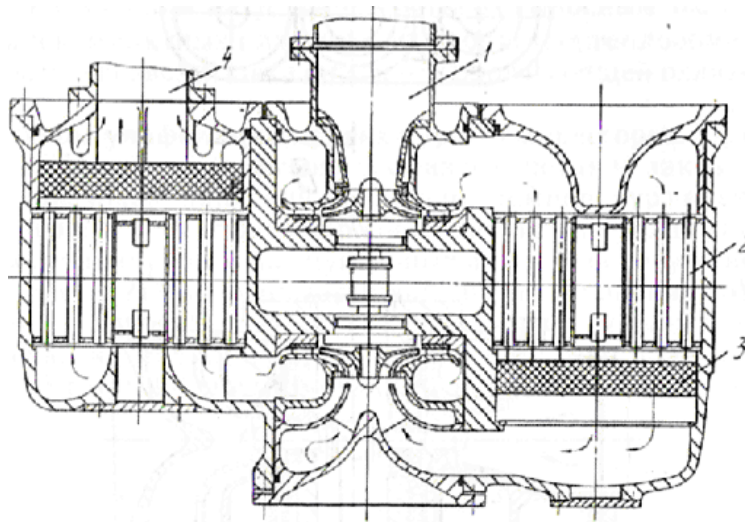


Рис. П.2.2. Двухвальный четырехступенчатый центробежный компрессор общего назначения (НИИТК). Разрез по одному из валов.

1 — ВП 1-й ступени, 2 — промежуточный газоохладитель, 3 — влагоотделитель, 4 — выход из 2-й ступени

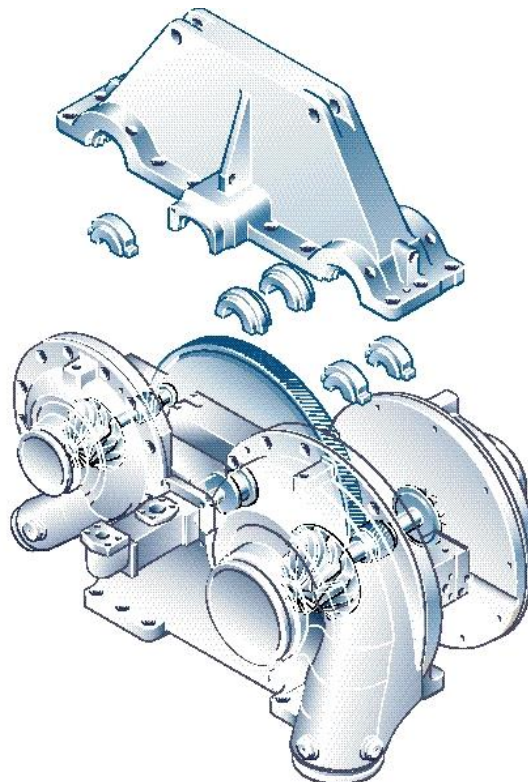


Рис. П.2.3. Основные элементы конструкции двухвального трехступенчатого компрессора ряда ZH 4000 – 7000 Atlas Copco

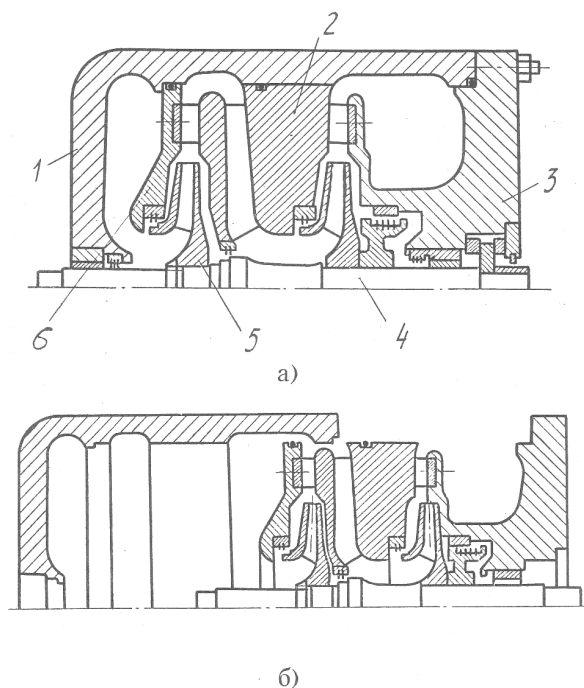


Рис. П.2.4. Двухступенчатый нагнетатель с аэродинамическим узлом на крышке: а, б — соответственно в собранном и разобранном видах; 1 — корпус; 2 — пакет элементов проточной части; 3 — крышка; 4 — ротор; 5 — съемное РК; 6 — неразъемная мембрана. Силовой корпус 1 типа «баррель» не имеет горизонтального разъема (корпуса с горизонтальным разъемом не обеспечивают прочности при давлениях более 3 – 4 МПа.)

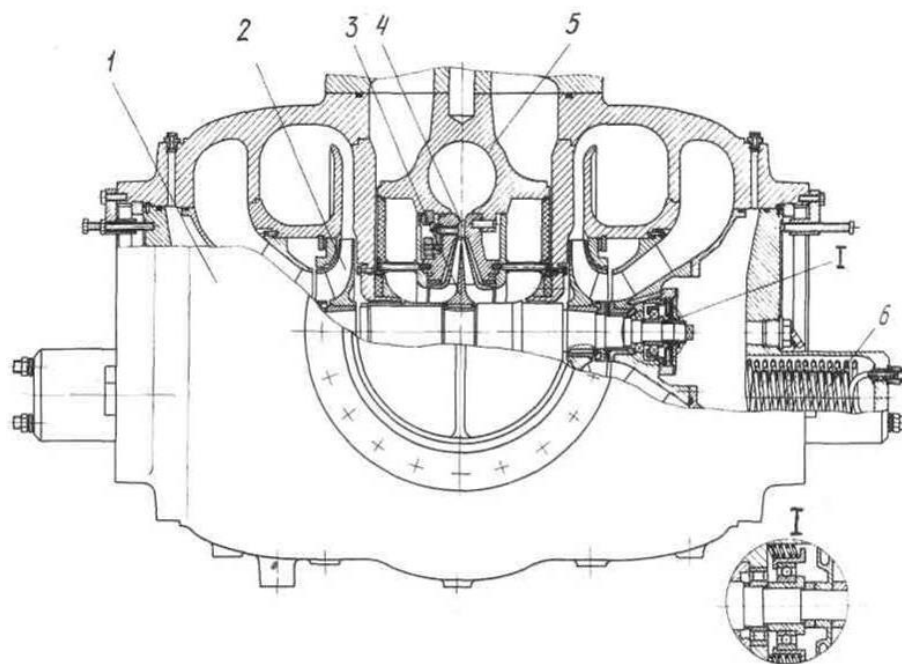


Рис. П.2.5. Двухпоточный (две параллельно работающие проточные части) турбодетандерный агрегат для охлаждения газа: 1 – корпус



турбоагрегата, 2 – Рабочее колесо компрессора, 3 – РК турбодетандера, 4 – сопловой аппарат, 5 – корпус центростремительной турбины

### **П.3. Корпуса турбокомпрессоров**

Корпус турбокомпрессора обычно является основой всей конструкции, и во всех случаях включает внутри проточную часть. Примеры выполнения корпусов ясны из приведенных выше рисунков.

Корпуса промышленных ТК при давлениях до 4-5 МПа имеют аксиальный (конкретнее – горизонтальный) разъем – рис.П.3.1.

Их обычно отливают из чугуна, а при больших давлениях – из стали. Корпуса подшипников отливаются совместно с нижней половиной корпуса, или пристыковываются к ней болтовыми соединениями. У очень крупных компрессоров корпуса подшипников могут быть сделаны отдельно. В этом случае корпус ТК и корпуса подшипников устанавливают на общем фундаменте.

Горизонтальный разъем удобен для обслуживания в эксплуатации. Во избежание трудоемких разборок газовых коммуникаций при ревизиях и ремонтах ЦК применяется схема установки, показанная на рис. П.3.1.

Если компрессор устанавливается на нулевой отметке и имеет верхнее расположение патрубков, то в газопроводах целесообразно предусмотреть короткие съемные участки, обеспечивая демонтаж верхней половины корпуса сжатия с минимальной разборкой трубопроводов.

Литые цилиндры крупных ЦК кроме горизонтального разъема имеют один или два технологических вертикальных разъема, упрощающих отливку и механическую обработку частей цилиндра. После изготовления и гидравлических испытаний на предприятии-изготовителе вертикальные разъемы разборке не подлежат.

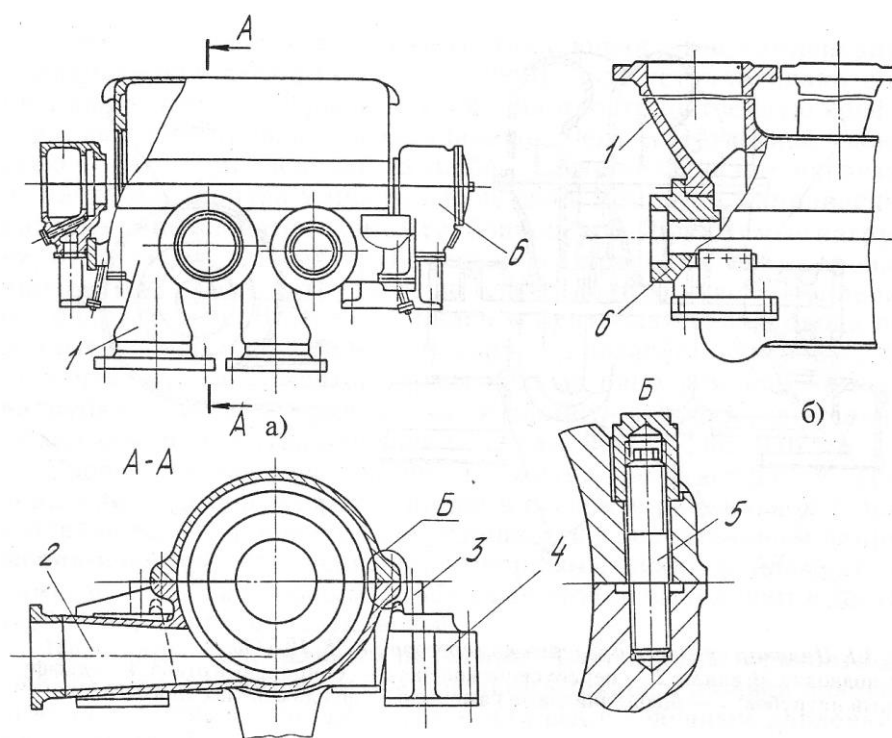


Рис. П.3.1. Корпуса унифицированных центробежных компрессоров НИИТК - ККЗ: а – б – соответственно с нижним и верхним расположениями патрубков; 1 – всасывающий патрубок; 2 – нагнетательный патрубок; 3 – установочные лапы; 4 – фундаментальная рама; 5 – стяжные шпильки; 6 – корпуса подшипников.

При давлениях нагнетания более 4 – 5 МПа проточная часть ЦК помещается в корпус типа «баррель» – рис. 1.2.5. Это силовой корпус без горизонтального разъема, выполняемый из стальной поковки или из свернутого и сваренного стального листа. Уровень давлений в современных ЦК с такими корпусами достигает 80 МПа. Ротор и статорные элементы проточной части собираются отдельно и задвигаются в корпус в осевом направлении. Этот блок иногда называют СПЧ – сменная проточная часть. При изменении параметров компрессоров ГПА, или при целесообразности их модернизации, СПЧ меняют на другую. Для сборки диафрагмы, образующие диффузоры, обратные - направляющие аппараты и др. имеют горизонтальный разъем. Двухступенчатые нагнетатели ОАО «Компрессорный комплекс» имеют неразъемные диафрагмы. Их проточная часть собирается и разбирается в осевом направлении с неизбежным в этом случае снятием рабочих колес с вала. Отсутствие разъема гарантирует от протечек через зазоры между половинами диафрагм, которых довольно трудно избежать.

## П.4. Роторы осевых компрессоров

При умеренной окружной скорости промышленные ОК имеют роторы барабанного типа, сделанные целиком из одной стальной поковки, как показано на рисунках в основном тексте, или составленные из двух частей (рис. 1.3.10, например). Компрессоры авиационных ГТД имеют ротора дисково – барабанного типа. Эти конструкции иллюстрируют рисунки в основном тексте. Огромную нагрузку от центробежных сил лопаток РК каждой из ступеней воспринимает соответствующий диск. Цилиндрические части дисков соединены и образуют единый барабан, обеспечивающий изгибную жесткость ротора. Диски соединены механически, или сварены аргонной сваркой.

При большой изгибной жесткости ротора его частота собственных колебаний больше частоты вращения. Такой ротор называется жестким. При меньшей жесткости возможно совпадение частот. При этом наступает резонанс, делающий невозможным работу ТК.

Рабочие лопатки ОК, как правило, выполняют из высоколегированных сталей типа нержавеющей. Такой материал обладает высокой механической прочностью для противостояния нагрузке от центробежных сил, пластичностью для уменьшения риска усталостных поломок, и стойкостью против эрозии и коррозии. В зависимости от размеров, технологических традиций и возможностей конкретных предприятий применяются разные способы изготовления, начиная от ручной шлифовки, обработки на пятикоординатных станках с ЧПУ, и кончая холодной вальцовкой лопаток ОК малоразмерных ГТД. В любом случае должна быть обеспечена высокая точность сложной пространственной формы лопаток и чистота поверхности.

Лопатки устанавливаются на валу с помощью хвостовиков, два основных типа которых показаны на рис.П.4.1.

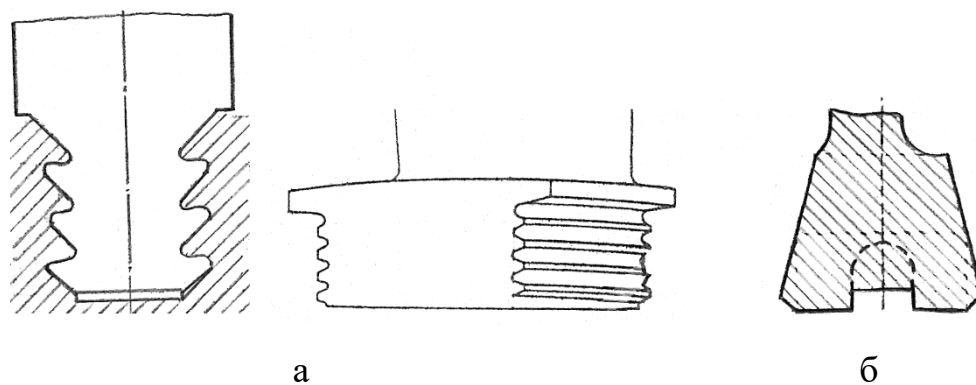


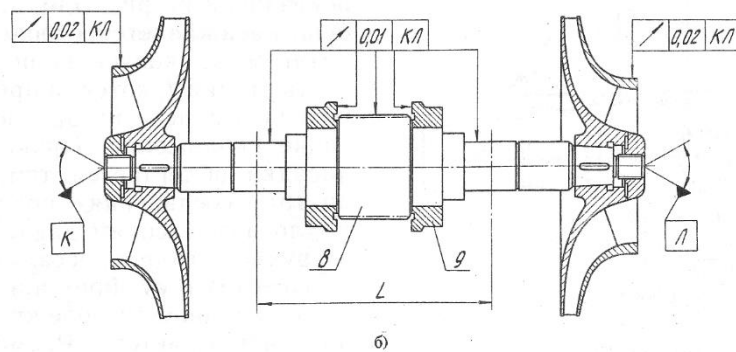
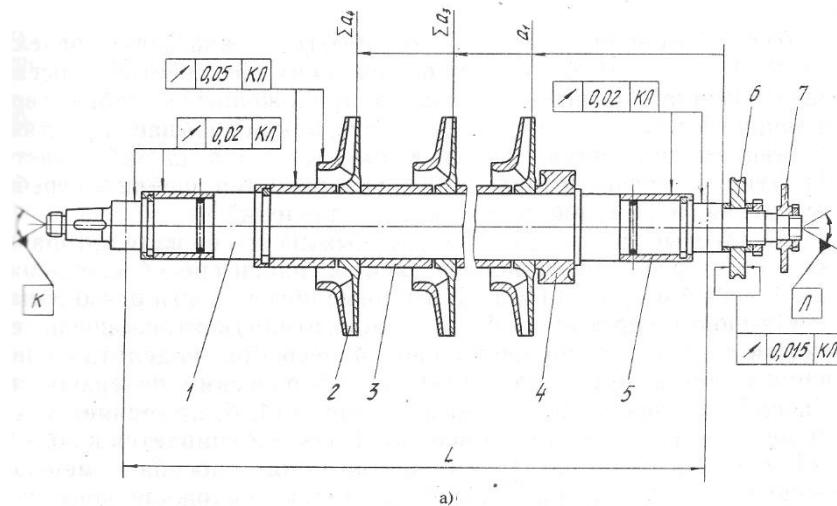
Рис. П.4.1. Хвостовики лопаток рабочих колес для установки на ротор.

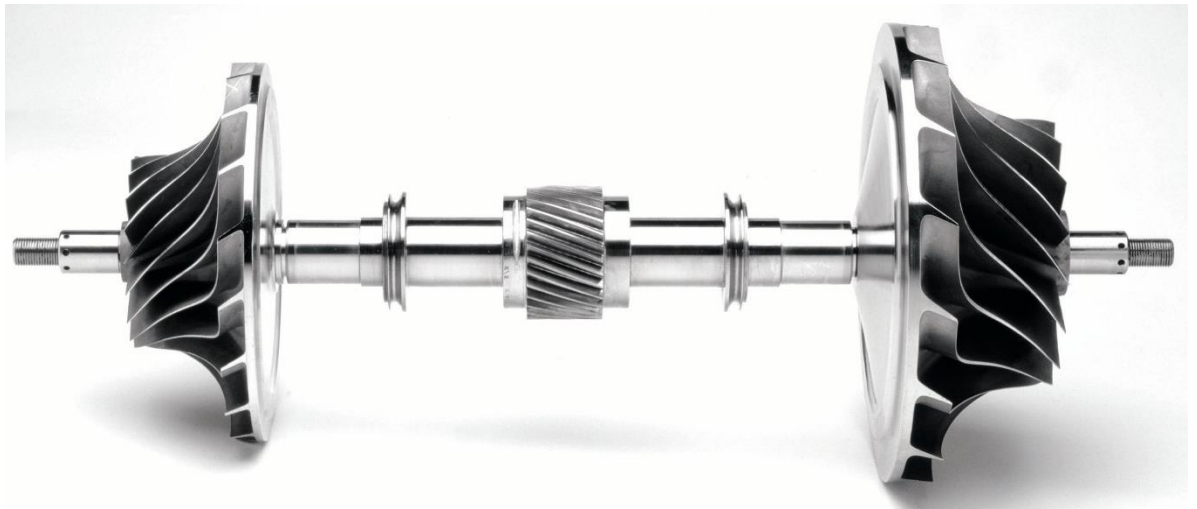
а – «зубчиковый», б – «ласточкин хвост»

Для барабанного ротора применяется тангенциальная заводка лопаток с «зубчиковым» хвостовиком в профильную проточку ротора, которая осуществляется через фигурную выемку в теле ротора. После сборки лопаточного венца эта выемка закрывается специальным клиновым замком. Лопатки с «ласточкиным хвостом» вставляются в пазы на диске (осевая сборка) и затем крепятся отгибом стопорных пластин в выборки хвостовика, показанные пунктиром на рис. П.4.1.б.

### П.5. Роторы центробежных компрессоров

Чертежи ротора одновального многоступенчатого и многовального ЦК, внешний вид ротора многовального ЦК показаны на рис. П.5.1.





в

Рис. П.5.1. Роторы с разным расположением РК:

а – в межопорном пролете; б – консольно;

1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – дистанционная втулка; 4 – думмис; 5 – втулка концевой уплотнения; 6 – упорный диск (пята); 7 – диск контроля осевого сдвига; 8 – вал-шестерня; 9 – ограничительное кольцо; L – длина между опорами

в – внешний вид ротора современного двухвального компрессора Atlas Copco

Ротор состоит из вала 1 и расположенных на нем рабочих колес 2, разделенных дистанционными втулками 3. Для частичной компенсации осевых сил устанавливают думмис 4. В случае применения щелевых концевых уплотнений с гидравлическим затвором на ротор устанавливаются износостойкие втулки 5. Диск 6 служит для передачи осевого усилия на упорный подшипник. Диск 7 предназначен для контроля осевых перемещений ротора. Валы многоступенчатых ЦК для удобства насадки РК чаще имеют ступенчатую («веретенообразную») форму.

Вал должен обладать достаточной прочностью, коррозионной стойкостью и износостойкостью. Шейки подшипников скольжения закаливаются. Запас прочности вала определяет соотношение между моментом сопротивления сечения вала, где насажена полумуфта привода, и крутящим моментом двигателя с учетом его повышения в момент пуска и возможных крутильных колебаний.

Изгибные напряжения вала обычно пренебрежимо малы, но прогиб вала и масса ротора определяют частоты собственных колебаний, с которыми не должны совпадать рабочие частоты вращения ротора. Валы ЦК обычно гибкие, т.е. их рабочие частоты вращения расположены между первой и второй собственной частотой.

В мультипликаторных (многовальных) ЦК (рис. П.5.1 б, в) основой ротора служит вал-шестерня 8, изготовленный из единой поковки. Ограничительные кольца 9, напрессованные на вал, передают осевые усилия от ротора на ведущее зубчатое колесо и далее на упорный подшипник тихоходного вала.

**Рабочие колеса.** Основные типы и области применения рассмотрены в основном тексте. В качестве примера на рис.П.5.2, показаны закрытые РК промышленных центробежных компрессоров с разной технологией изготовления.

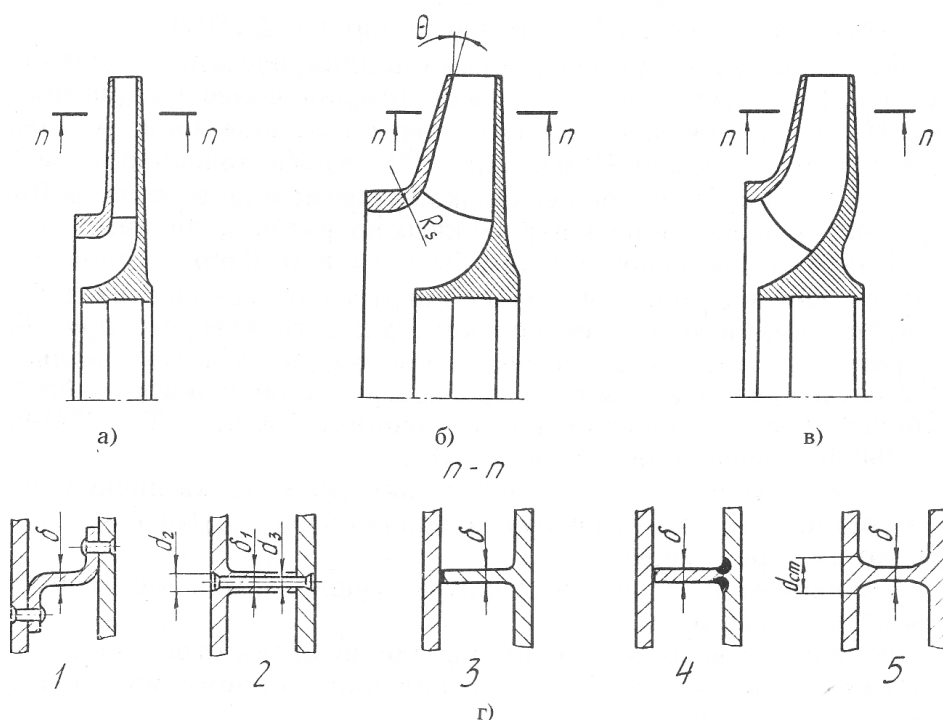


Рис. П.5.2. Конструктивные формы закрытых рабочих колес: а – малорасходные; б – среднерасходные; в – высокорасходные с трехмерными лопатками;

г – способы соединения лопаток с дисками: 1 – клепанная с Z-образными лопатками; 2 – клепаная с цельнофрезерованными лопатками; 3 – вакуумная пайка твердым припоем; 4 – сварно-паяная; 5 – цельнолитая

Прочность рабочих колес определяет уровень окружных скоростей, при которых их можно использовать. Полуоткрытые РК типа «радиальная звезда» наиболее прочные и могут работать при окружной скорости более 600 м/с. Из показанных на рис. П.5.2 наименее прочное – клепаное РК с Z - образными штампованными лопатками с максимально допустимой окружной скоростью чуть более 200 м/с. Фирмы – производители имеют методики расчета и опыт применения РК разных типов. Эффективно применение численных расчетов с использованием метода конечных элементов.

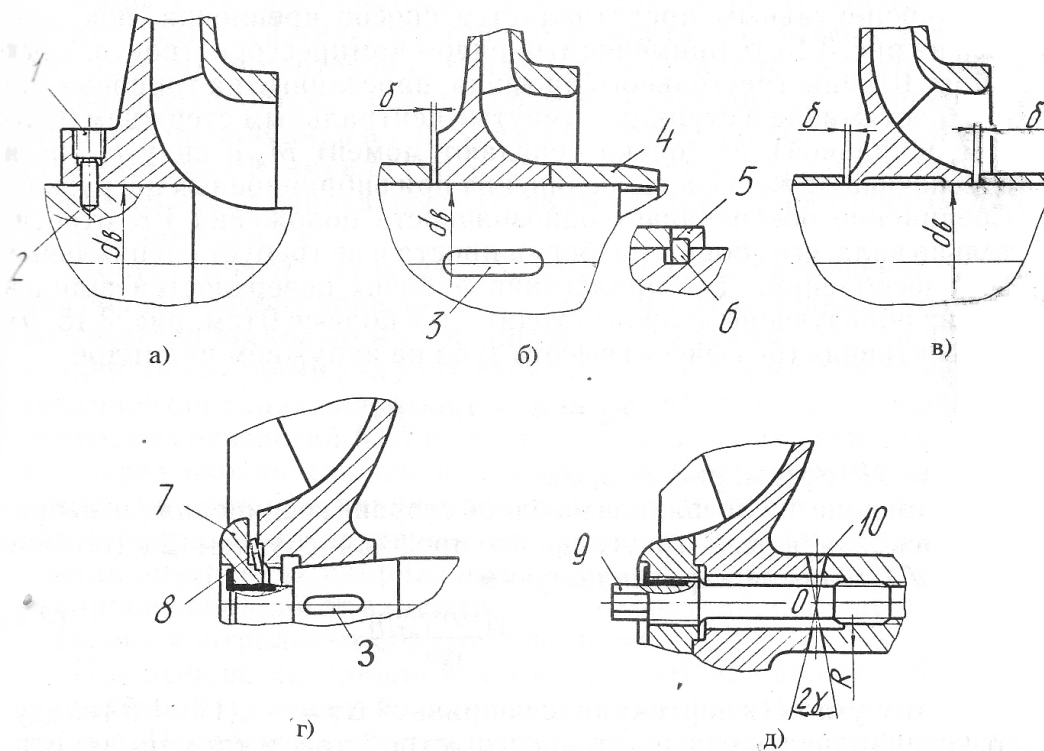


Рис. П.5.3. Узел крепления рабочего колеса: 1 – винт; 2 – штифт; 3 – шпонка; 4 – фиксирующая втулка; 5 – замковое кольцо; 6 – полукольца; 7 – гайка; 8 – пружинная шайба; 9 – стяжная шпилька; 10 – торцовое шлицевое соединение;  $d_s$  – диаметр вала.

Конструкция, технология изготовления и способы соединения деталей ротора должны обеспечивать его уравновешенность в поле центробежных сил. Для этого центры массы осесимметричных деталей ротора должны находиться на оси вала. В поле центробежных сил РК заметно увеличивают свои диаметральные размеры, поэтому цилиндрическая посадка без натяга не обеспечивает соосности вала и колеса при рабочих оборотах. Рабочие колеса

многоступенчатых ЦК обычно крепятся к валу с помощью горячей – прессовой посадки. В принципе такой посадки достаточно для осевой фиксации РК и передачи крутящего момента – рис. П.5.3 в. Тем не менее, для надежности обычно применяют штифты, шпонки, стопорные кольца – рис. П.5.3 а и б. Способы крепления РК на консольные концы вала показаны на рис. П.5.3 г и д.

Из-за неизбежных погрешностей изготовления и сборки рабочие колеса и роторы в сборе необходимо балансировать. Для этого применяются станки динамической балансировки, на которых при вращении ротора определяются неуравновешенные центробежные силы и моменты, которые они создают относительно опор (подшипников). Уравновешивание достигается снятием металла с поверхностей основных дисков РК или со специально сделанных буртиков на этих дисках. Крупные фирмы располагают станками для балансировки роторов на рабочих оборотах. Для вращения с рабочими оборотами в атмосфере требовалась бы огромная мощность, поэтому балансировочный станок помещен в специальную вакуумную камеру.

## П.6. Подшипники

Подшипниковые опоры ротора воспринимают его вес, аэродинамические нагрузки, неуравновешенные центробежные силы и моменты. У транспортных ТК к этому добавляются перегрузки, возникающие при движении с изменением скорости и направления движения.

Обычно наибольшую нагрузку подшипников создает осевая сила, действующая на ротор в направлении всасывания. У крупных ТК осевая сила измеряется многими тоннами. Для ее частичного уменьшения применяют разгрузочный поршень (думмис). Принцип действия заключается в том, что на торцовой поверхности ротора на стороне нагнетания устанавливают уплотнение, образующее полость, соединенную с полостью всасывания. При этом на выделенную часть торца ротора действует значительно меньшая осевая сила.

Тем не менее, осевое усилие остается очень большим. В принципе думмисом можно полностью уравновесить осевое усилие, но только на одном режиме. При большем или меньшем расходе осевая сила появится. При этом ее направление будет разным. «Перекидка» ротора при изменении режима работы ТК неприемлема для подшипников. Поэтому при выборе



размеров думмиса на расчетном режиме оставляют некоторое осевое усилие (обычно около 30% от полного усилия на расчетном режиме). С учетом того, что окружные скорости на шейках подшипников измеряются десятками м/с (более 100 м/с в некоторых случаях), подшипники следует признать одними из наиболее нагруженных и ответственных узлов ТК.

**Подшипники качения.** Компрессоры транспортных ГТД снабжают подшипниками качения – рис. П.6.1.

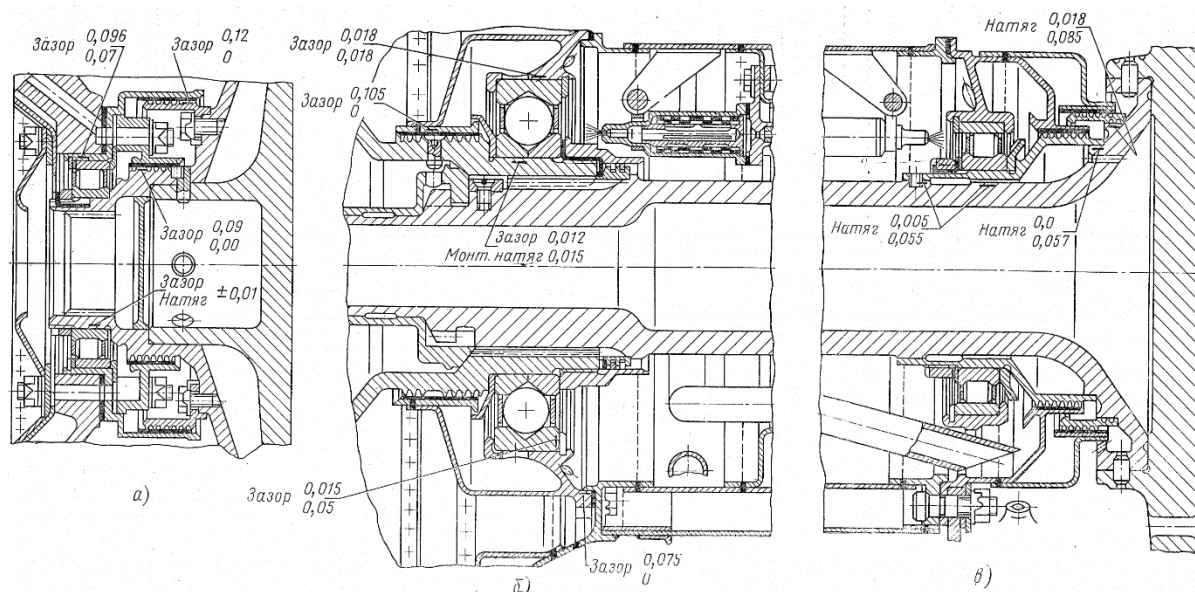


Рис.П.6.1. Подшипники качения осевых компрессоров авиационных ГТД

Это специальные подшипники повышенной точности с высокой несущей способностью. Шариковые подшипники для восприятия осевого и радиального усилия имеют глубокие канавки и шарики большого диаметра. Обычная система сборки в этом случае неприменима - наружное или внутреннее кольцо подшипника имеет радиальный разъем. Ответственный элемент подшипника – сепаратор. Он должен быть массивным (обычно из бронзы) и отцентрован по наружному или внутреннему кольцу подшипника. Смазка подшипников качения транспортных ТК — струйная, осуществляется турбинным маслом. Масло из сопел под давлением не столько смазывает, сколько отбирает тепло трения.

Достоинство подшипников качения – малые размеры и вес, что важно для транспортных ТК. У современных промышленных ТК период обслуживания достигает 18 месяцев, что соответствует 12 000 часов работы.

Для их подшипников важнее срок службы, поэтому преимущественно используются гидродинамические подшипники скольжения или наиболее современные активные магнитные подшипники.

**Подшипники скольжения.** Подшипник ТК при окружной скорости в десятки м/с должен обеспечивать отсутствие контакта между шейкой вала и втулкой подшипника. Простейший подшипник – это втулка, на которую опирается шейка вала. За счет вязкости масла, заполняющего зазор между валом и втулкой, при вращении образуется масляный клин с подъемной силой, удерживающей вал на расстоянии от втулки подшипника. Так обеспечивается жидкостное трение.

Простейшие подшипники «вал – втулка» эффективно удерживают тяжелые роторы крупных, сравнительно тихоходных ТК. У средних и небольших ТК в таком подшипнике масляная пленка теряет устойчивость, что ведет недопустимой вибрации ротора. Поэтому в большинстве современных центробежных компрессоров применяют сегментные подшипники скольжения с самоустанавливающимися подушками. Принцип действия упорных и опорных (радиальных) сегментных подшипников аналогичен – рис. П.6.2, П.6.3.

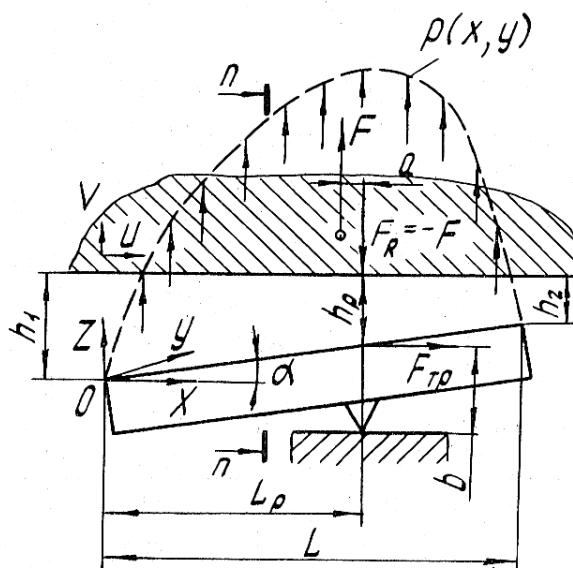


Рис. П.6.2. Схема образования масляного клина и эпюра давления между вращающейся поверхностью диска и подушкой в упорном гидродинамическом подшипнике скольжения

Под действием вязкости образуются масляные клинья между шейкой (упорным гребнем) и подушками, которые поворачиваются на опорах 5 на некоторый угол. Четыре клина опорного подшипника на рис. П.6.3 б увереннее удерживают ротор, чем один клин у подшипника «вал – втулка».

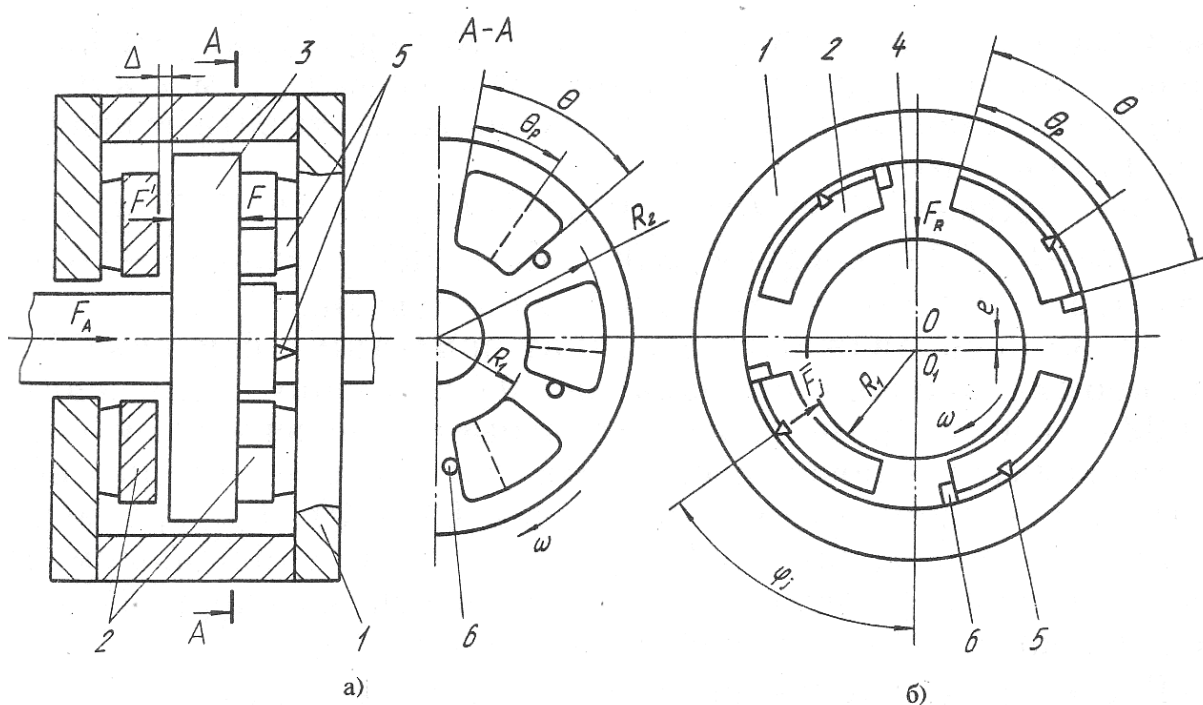


Рис.П.6.3. Схема работы сегментных подшипников скольжения:

а – двустороннего упорного сегментного подшипника; б – радиального упорного подшипника; 1 – корпус; 2 – подушка; 3 – пята; 4 – шейка; 5 – опорное ребро; 6 – упор

При пуске ТК масляного клина нет. Для его образования масло подается в подшипник пусковым масляным насосом. Тем не менее, в момент старта ТК сухое трение присутствует. Возможны и нештатные ситуации, когда шейка вала касается на короткий момент втулки или подушки. Покрытие опорных поверхностей антифрикционным слоем предотвращает аварию при коротком контакте. Традиционным материалом покрытия является свинцово – оловянный сплав баббит. О конструкции гидродинамических подшипников дает представление рис. П.6.4.

Традиционные подшипники заполнены маслом. Потери трения в масляных клиньях и на смоченных маслом поверхностях вала значительны. Особенно это касается упорного подшипника, воспринимающего наибольшую нагрузку и работающего с наибольшей окружной скоростью. Например, у одного из компрессоров линейного ГПА мощностью 16 мВт потери в опорных подшипниках равны примерно 30 кВт, в упорном

подшипнике – примерно 150 кВт. Более современное решение – подшипники с «направленной смазкой», т.е. индивидуальным подводом смазки к каждой колодке – рис. П.6.5. Такие подшипники потребляют заметно меньшую мощность.

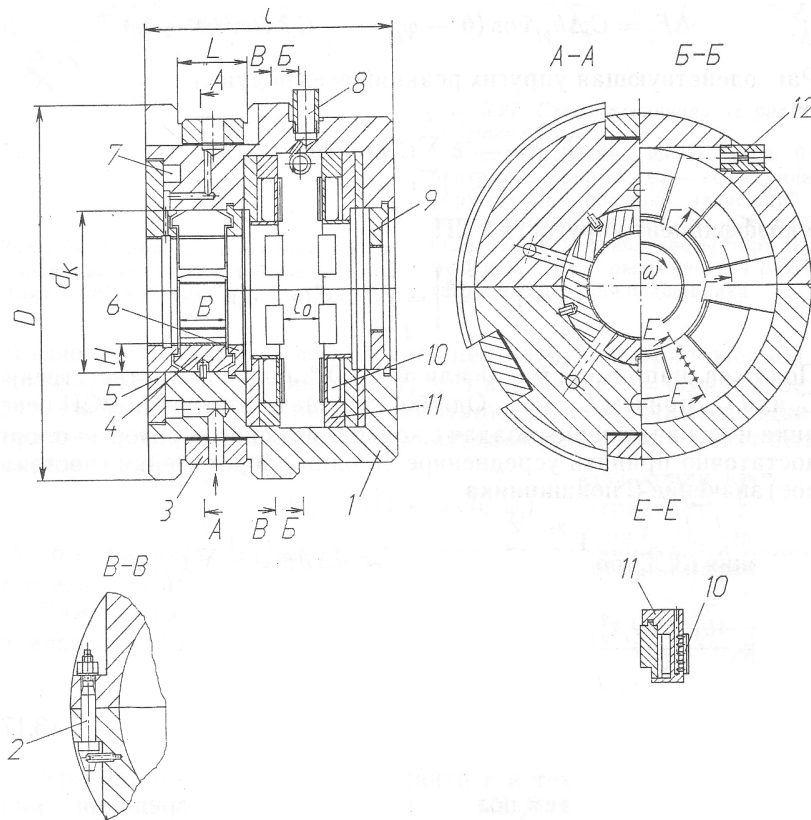


Рис. П.6.4. Опорно-упорный подшипниковый узел (НИИТК – ККЗ).

1 – корпус; 2 – болт призонный; 3 – сухарь; 4 – опорная подушка; 5, 6, 9 – уплотнительные кольца; 7 – канал для масла; 8 – гильза для термопары; 10 – упорная подушка; 11 – подузел с упорными подушками; 12 – масляный жиклер

Допустимые скорости вращения, удельные нагрузки и температуры подшипников значительно повышены за счет применения новых материалов – рис. П.6.6.

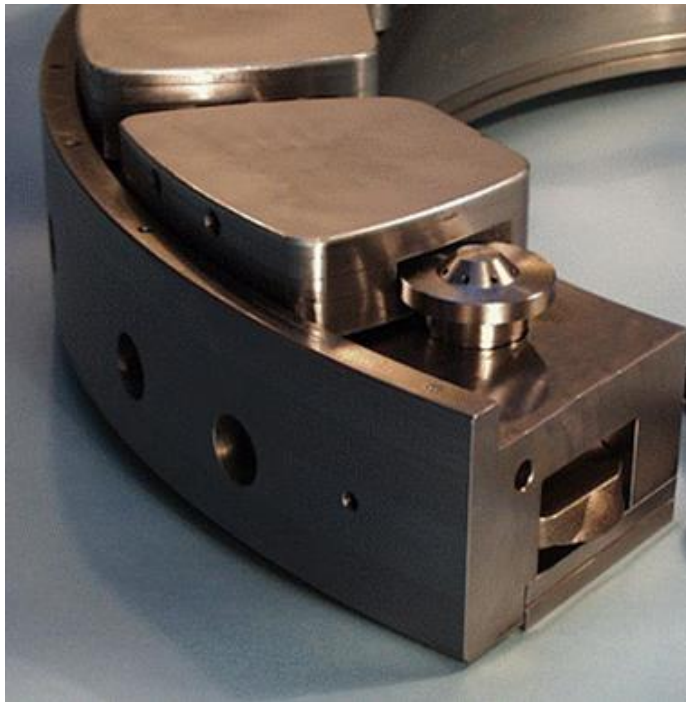


Рис. П.6.5. Упорный подшипник с «направленной смазкой» (Waukesha Bearings, Великобритания)

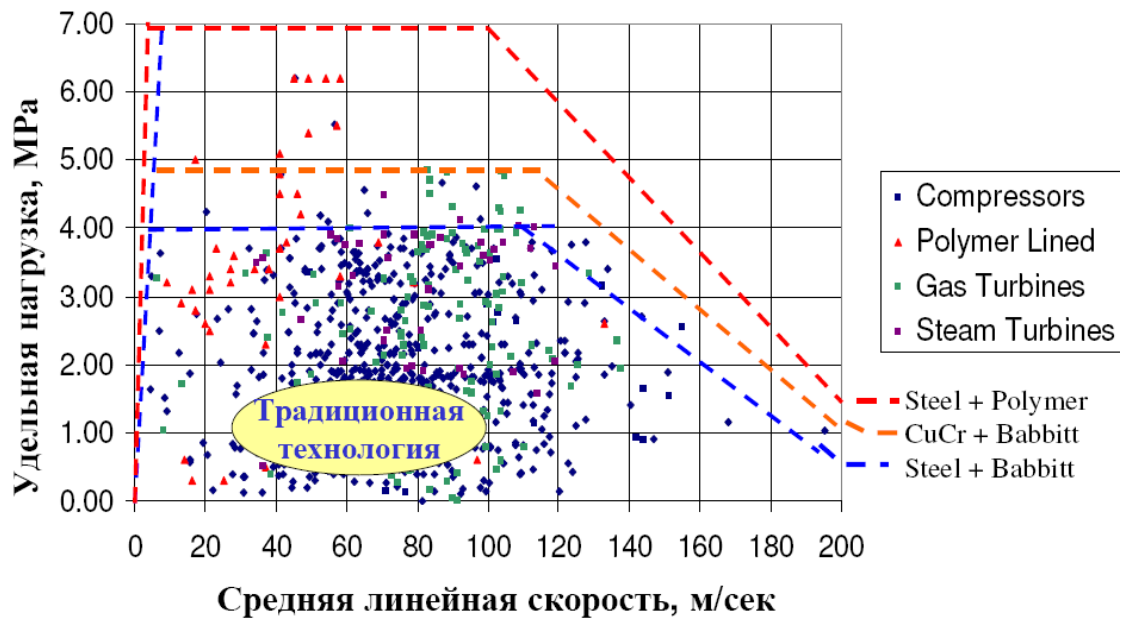


Рис. П.6.6. Достигнутые параметры гидродинамических подшипников скольжения в зависимости от материала колодок и антифрикционного покрытия (Waukesha Bearings, США). Нижняя линия: сталь – баббит, средняя линия: сплав меди и хрома – баббит, верхняя линия: сталь – полимер

**Газодинамические и газостатические подшипники.** Роторы малых высокоскоростных ТК могут удерживать газодинамические подшипники, по принципу действия аналогичные рассмотренным выше гидродинамическим подшипникам. Пример маленького холодильного ЦК (диаметр каждого из двух РК 63мм) на газодинамических подшипниках приведен в разделе 1. Расчет, конструирование и изготовление таких подшипников требует серьезных усилий специалистов. Газостатические подшипники отличаются тем, что в них подъемная сила создается за счет внешнего источника газа с необходимым давлением.

**Активные электромагнитные подшипники (АЭМП).** Развитие электронных систем управления позволило использовать в ТК такие подшипники с 1980 – х гг. – рис. П.6.7.

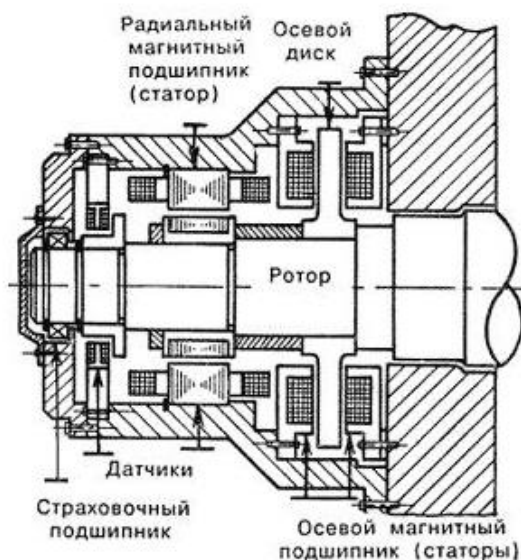


Рис.П.6.7. Схема активного электромагнитного подшипника

На рис. П.6.7 показана схема и пример применения магнитных подшипников. Датчики положения вала отслеживают его перемещение и меняют силу тока в соленоидах, выдерживая зазор между ротором и корпусом. При аварийной ситуации ротор опирается на страховочный подшипник, который обычно установлен на валу и в нормальном состоянии не касается втулки. В качестве страховочных применяются подшипники качения и специальные подшипники скольжения – рис. П.6.8.

В магнитных подшипниках практически отсутствуют механические потери и износ. Потребление электроэнергии электромагнитами

сравнительно невелико. Современные страховочные подшипники выдерживают до трех десятков аварийных остановок по вине АЭМП. Отсутствие системы смазки – крупное преимущество. Магнитные подшипники получают все большее распространение, особенно в газовой промышленности. Преимущества, в частности, в том, что отпадает необходимость завоза масла для обычных подшипников на отдаленные участки газопроводов. Хороший эффект система магнитного подвеса дает в герметичных турбодетандерах. В ТК целесообразно применение магнитных подшипников совместно с «сухими» концевыми уплотнениями, которые рассмотрены ниже.



Рис. П.6.8. Страховочный подшипник скольжения АЭМП (Waukesha Bearings, Великобритания)

Вместе с тем следует обратить внимание на большие размеры упорных подшипников из-за ограниченной несущей способности АЭМП. Диаметр гребня упорного подшипника ЦК может быть больше диаметра рабочих колес. Это обстоятельство требует внимания к уровню вентиляционных потерь в АЭМП, когда они применяются в герметичных ТК. Там подшипники работают в среде сжимаемого газа. При большой плотности рабочей среды вентиляционные потери в АЭМП могут быть велики.

## П.7. Уплотнения роторов

**Лабиринтные уплотнения.** Эти уплотнения достаточно подробно рассмотрены в основном тексте. Напомним, что концевые лабиринтные уплотнения служат для минимизации утечки сжимаемого газа в атмосферу в местах выхода вала из корпуса ТК. У воздушных ТК на стороне всасывания

атмосферный воздух подсасывается внутрь проточной части, так как давление перед первой ступенью ТК заметно меньше атмосферного. Концевое уплотнение со стороны нагнетания работает при давлении всасывания. Полость перед этим уплотнением отделена от полости нагнетания ТК лабиринтным уплотнением думмиса и соединена с полостью нагнетания. Такая схема обеспечивает разгрузку осевого усилия и препятствует попаданию сжимаемого газа в атмосферу.

Если ТК работает при давлении всасывания больше атмосферного, описанная выше схема не может препятствовать истечению некоторого количества сжимаемого газа в атмосферу. Многие сжимаемые газы взрывоопасны (водород, природный газ и другие углеводороды), токсичны или химически активны (хлор, кислород), экологически опасны (фреоны), поэтому их попадание в атмосферу недопустимо. При наличии источника инертного газа достаточного давления возможна схема уплотнения вала с буферными полостями. Концевые лабиринтные уплотнения вдоль оси делятся на две части, между которыми подается буферный инертный газ (обычно азот) с давлением, немного превышающим давление на всасывании первой ступени. Часть буферного газа вытекает в атмосферу, часть поступает в проточную часть на всасывании. Если такая схема неприменима, используется тот или иной тип герметичных уплотнений. Наиболее типичные примеры рассмотрены ниже.

**Торцовые уплотнения с масляным затвором.** Торцовое уплотнение ЦК (рис. П.7.1) состоит из упорного диска 1, вращающегося с валом, и уплотнительного кольца 2 свободного или герметично скрепленного (как на схеме) с втулкой 3. Втулка 3 имеет осевую подвижность, благодаря резиновому уплотнительному кольцу 4. Пружины 5 прижимают втулку 3 и кольцо 2 к упорному диску 1. Затворное масло для уплотнения, а также смазывания и охлаждения пары трения, подается в полость 7 под давлением, несколько превышающим давление уплотняемого газа.

Материал уплотнительного кольца – металлографит. В связи с большим тепловыделением в зоне контакта непрерывность подачи смазочного материала должна быть гарантирована. Со стороны проточной части запорное масло удерживается системой лабиринтных уплотнений. Газомазляная смесь должна выводиться и не попадать в проточную часть

Необходимость специальной системы смазки и неизбежность некоторого расхода запорного масла удорожают ТК и увеличивают эксплуатационные расходы. Тем не менее, такая система уплотнений наиболее распространена у газовых ТК – холодильных, в газовой промышленности и др.



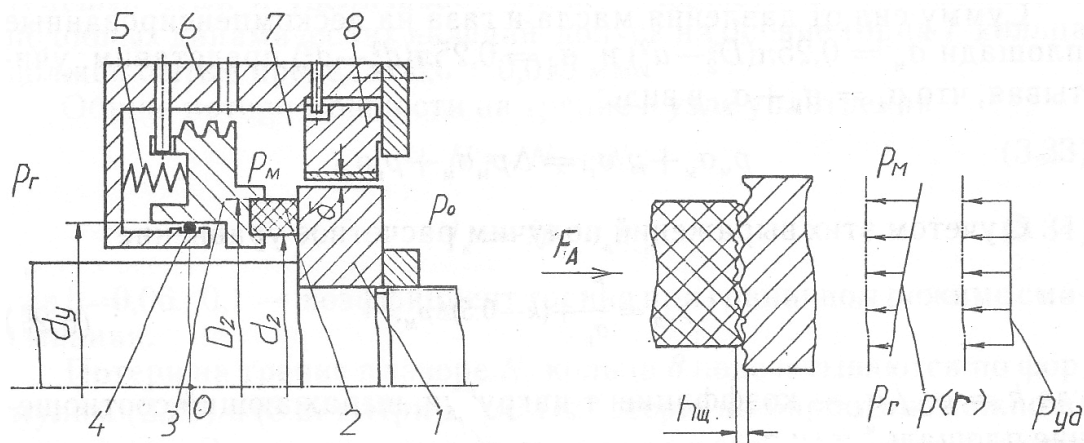


Рис. П.7.1. Схема торцевого уплотнения с масляным затвором:

1 – упорный диск; 2 – уплотнительное графитовое кольцо; 3 – втулка; 4 – резиновое уплотнение; 5 – пружина; 6 – корпус; 7 – полость затворного масла; 8 – наружное уплотнительное кольцо

**Щелевые уплотнения с гидравлическим затвором.** Их иногда называют уплотнениями с плавающими кольцами. Назначение и общая схема (запорное масло) аналогично торцевым уплотнениям, но здесь нет механического контакта вала с неподвижными деталями. Область применения – центробежные компрессоры с особо высоким давлением, когда контактное давление в системе «упорный диск – уплотняющая втулка» делает невозможной их работу.

Схема уплотнения показана на рис. П.7.2. Кольцо 1 – внутреннее. Оно расположено со стороны проточной части. Наружное 2 расположено со стороны атмосферы и воспринимает наибольший перепад давления. Запорное масло подается в полость между кольцами с давлением, превышающим давление уплотняемого газа на 0,03 – 0,5 МПа. Кольцевой зазор  $\delta_1 = 0,003 \dots 0,05$  мм сдерживает утечку масла в сторону газа и атмосферы. Однако эта утечка должна быть достаточной для отвода тепла трения масла в кольцевых зазорах.

Как и в гидродинамическом подшипнике, при эксцентриситете в зазоре «вал – втулка» возникает гидродинамическая сила, перемещающая втулки вслед за прецессией вала в его подшипниках. Сила  $F_A$ , прижимающая наружную втулку к корпусу, ограничивает подвижность кольца, и, тем самым, перепад давления, который может воспринять уплотнение. При

необходимости уплотнить более высокое давление такие уплотнения устанавливают одно за другим – рис. П.7.3.

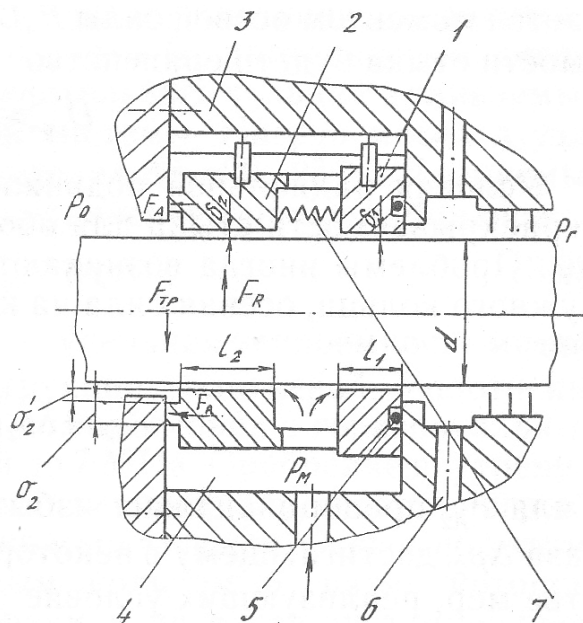


Рис. П.7.2. Схема щелевого уплотнения с гидравлическим затвором:

1, 2 – плавающие уплотнительные кольца; 3 – корпус; 4 – камера с затворным маслом; 5 – резиновое манжетное уплотнение; 6 – канал для слива масла из полости; 7 – распорное кольцо

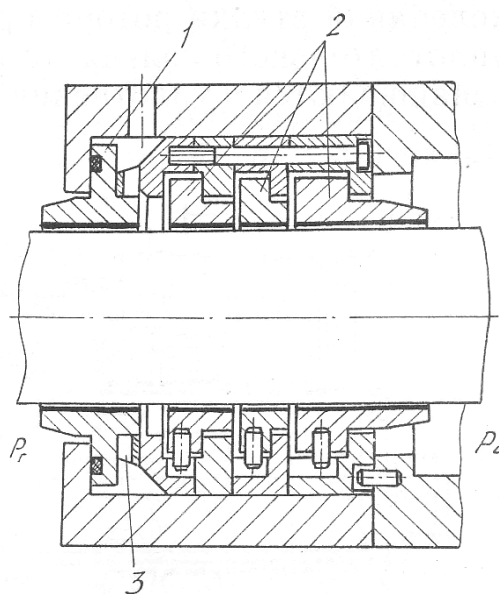


Рис. П.7.3. Щелевое уплотнение с тремя наружными уплотнительными кольцами. 1 – внутренне кольцо; 2 – наружные кольца

На основании расчетов следует выбрать такие размеры щелевых уплотнений, которые обеспечат радиальную подвижность колец, минимизируют мощность трения в масляных слоях под кольцами и расход охлаждающего масла с учетом ограничения его температуры в зазорах.

Несмотря на некоторую сложность щелевых плавающих уплотнений и громоздкость обслуживаемых их масляных систем, они применяются в современных ЦК высокого давления для различных взрывоопасных газов, малорастворимых в затворном масле. Следует отметить, что мощность трения в масляных слоях велика из-за очень малого радиального зазора (касательное напряжение трения пропорциональна градиенту скорости в зазоре  $\approx u / \delta_r$ ). Большая потеря мощности трения и затраты мощности на привод маслонасоса запорного масла – один из недостатков таких уплотнений.

**«Сухие» газодинамические уплотнения.** Такие уплотнения введены в практику в последней трети 20 в. британской фирмой John Crane – рис. П.7.4.

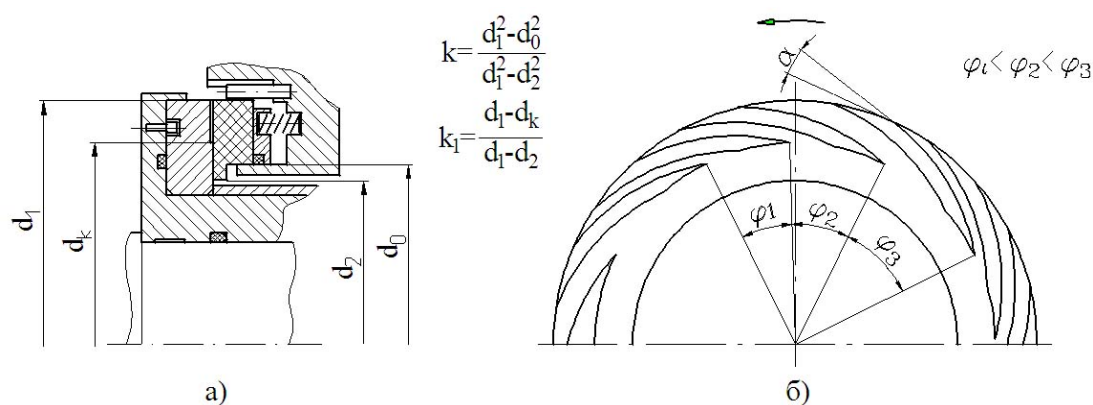


Рис. П.7.4. а – схема одного уплотнительного узла сухого газодинамического уплотнения, б – канавки на уплотняющей поверхности вращающегося гребня

Вращающийся гребень из сверхтвёрдого материала имеет на боковой поверхности фигурные углубления глубиной в несколько мкм. При вращении вала за счет динамического напора давления газа в выемках повышается. Этого достаточно для образования подъемной силы, отодвигающей

уплотнительную втулку от поверхности гребня на несколько мкм. Уплотнительные кольца изготовлены из полимерных материалов.

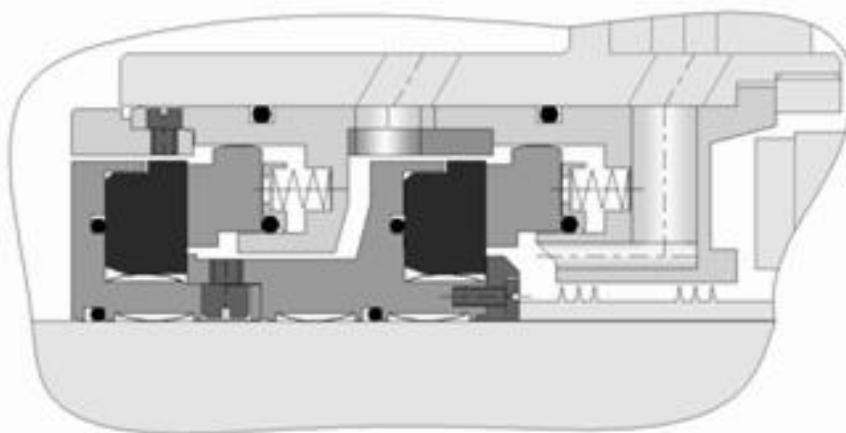


Рис. П.7.5. Двойное последовательное уплотнение для турбокомпрессора, сжимающего взрывоопасные или токсичные газы

В полость между уплотнениями подается буферный газ. Технические характеристики современных газовых уплотнений:

- уплотняемое давление – до  $250 \text{ кг/см}^2$ ;
- температура в области уплотнений – до  $250^\circ \text{C}$ ;
- окружная скорость на периферии – до  $160 \text{ м/сек}$ ;
- диаметр вала под уплотнением – до  $300 \text{ мм}$ .

Сухие газовые уплотнения характеризуются очень малой величиной протечек, пренебрежимо малой мощностью трения, не требуют смазки со сложной масляной системой и расходом масла. Такие уплотнения особенно эффективны в сочетании с активными электромагнитными подшипниками, позволяя создать «сухие», безмасляные ТК. Центробежные компрессоры этого типа с отечественными или импортными уплотнениями и подшипниками находят все большее применение в газовой промышленности.

## П.8. Приводные двигатели

Для привода ТК применяют электрические двигатели, паровые и газовые турбины. При умеренной мощности для промышленных ТК чаще используется электрический привод. Обычно используют более экономичные синхронные электродвигатели, которые при работе с европейской частотой переменного тока  $50 \text{ Гц}$  имеют скорость вращения  $3000 \text{ об/мин}$ . К недостаткам традиционного электрического привода следует отнести:

- необходимость применения дорогостоящих повышающих зубчатых передач – мультипликаторов, усложняющих агрегат,

– невозможность изменения характеристик ТК изменением скорости вращения.

В последнее время экономически выгодным стало использование тиристорных преобразователей тока, позволяющих менять частоту, в т.ч. и повышать ее. Применение высокочастотных электродвигателей в сочетании с переменной частотой преобразователя ликвидирует недостатки традиционного электропривода.

Паровые турбины в качестве привода ТК применяются в тех технологических линиях и производствах, где можно, используя теплоту экзотермических реакций, получить в котлах-утилизаторах достаточное количество пара с высокой температурой и давлением. К числу преимуществ паротурбинного привода, кроме утилизации энергии, можно отнести возможность регулирования параметров компрессора посредством изменения частоты вращения ротора. Более широкое внедрение паротурбинного привода с использованием технологических энергоресурсов предприятий сдерживается тем, что турбины создаются для индивидуального применения и, следовательно, сравнительно дорого стоят.

Газовые турбины применяются, в основном, в качестве привода центробежных компрессоров на газопроводах. Их топливом служит транспортируемый газ.

## **П.9. Мультипликаторы**

Для одновалных ТК обычно применяются одноступенчатые мультипликаторы с шевронным косозубым зацеплением. В отличие от прямозубого, косозубое зацепление обеспечивает плавную передачу крутящего момента, но создает осевую силу. Шевронное (двойное) зацепление такой силы не создает. Встроенные мультипликаторы многовалных ЦК получаются более простыми. В этом случае осевое усилие ликвидируется ребордами, показанными на рис. П.5.1 б. Внешний вид шевронного и обычного косозубого зацепления сопоставлен на рис. П.9.1.

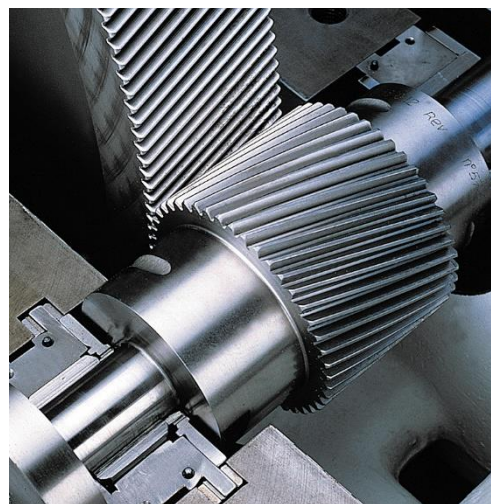


Рис. П.9.1. Слева – одноступенчатый мультипликатор с шевронным зацеплением (верхняя половина корпуса снята), справа – мультипликатор ряда центробежных компрессоров ZH 4000 – 7000 Atlas Copco

Выбор соотношения диаметров тихоходного колеса и быстроходной шестерни позволяет получить нужное передаточное отношение. Например, мультипликаторы НИИТК – ККЗ обеспечивают передаточные отношения в пределах 1,25 – 7,0.

Изготовление мультипликаторов, особенно нарезка зубьев, требует максимальной точности и производится на термokonстантных участках производств. Для восприятия больших контактных напряжений и изгибных усилий зубьев нужно применять высокопрочные стали и различные технологии, упрочняющие поверхность. Изготовление зубчатых мультипликаторов, включая нарезку зубчатых пар, организовано на всех отечественных предприятиях, выпускающих ТК.

В случае необходимости для привода ТК используют и более сложные многоступенчатые мультипликаторы. Механические потери в мультипликаторах оцениваются в 2 – 3% от передаваемой мощности. В некоторых схемах ЦК мультипликатор помещают в общий корпус с компрессором, где он работает в среде сжимаемого газа. Если плотность газа высока, к обычным механическим потерям добавляются значительные вентиляционные потери, что иногда упускают из вида.

## П.10. Соединительные муфты

Валопровод компрессорной установки включает вал двигателя, валы мультипликатора и корпусов сжатия. Иногда между корпусами сжатия целесообразно размещать еще один мультипликатор.

В идеале все валы на одной линии должны быть соосны. Для этой цели при монтаже осуществляется центровка валов агрегатов с применением лазерной техники и с учетом рабочего состояния. Имеется в виду температурные деформации корпусов и роторов и «всплытие» роторов на масляной пленке подшипников скольжения. Тем не менее, некоторая несоосность валов всегда имеет место. Жесткое соединение вызвало бы недопустимую вибрацию валопровода и нагрузку на подшипники. Для компенсации несоосности валы соединяют муфтами с зубчатыми зацеплениями, способными компенсировать небольшие параллельные и угловые смещения сопрягаемых валов, а также осевые перемещения, рис. П.10.1.

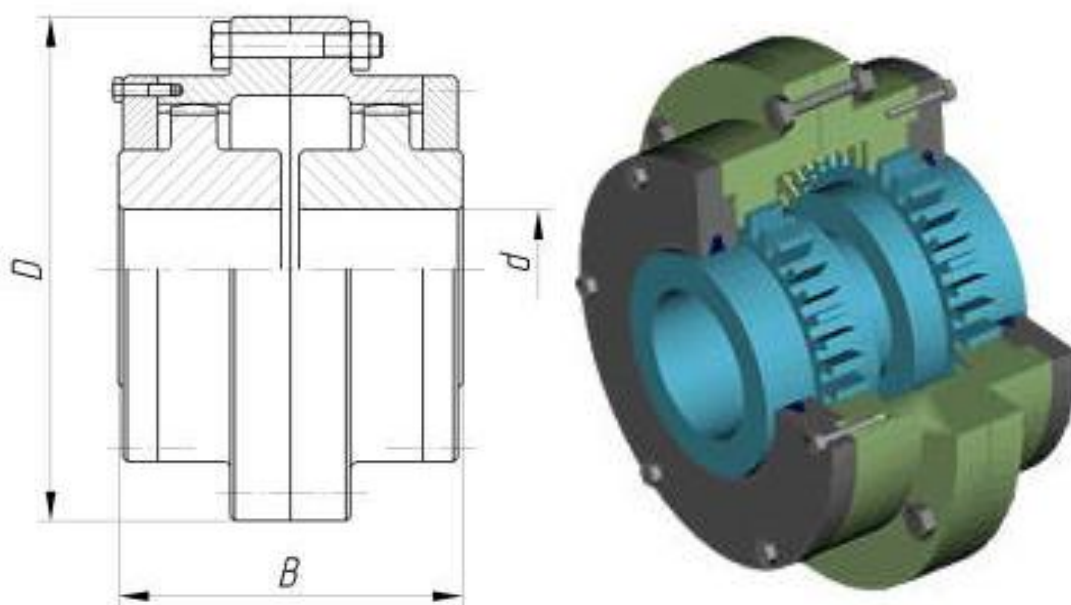


Рис. П.10.1. Соединительная зубчатая муфта конструкции ЗАО «Невский Завод»

Зубчатые муфты НИИТК – ККЗ отличаются от показанных на рис. П.10.1 наличием промежуточного вала между полумуфтами. Это увеличивает возможность компенсации несоосности валов. Длина  $L$  промежуточного вала определяется расстоянием между торцами валов (обычно 350...450 мм), которое выбирается из условия необходимости технического обслуживания подшипников и уплотнений.

Компенсационные свойства муфт обеспечиваются осевой и угловой подвижностью зубчатых зацеплений. Угловые перемещения осей зубчатых венцов, в пределах  $\gamma = 0,003..0,007$  рад, возможны благодаря боковым зазорам между зубьями, сферической форме поверхности наружного венца и бочкообразной форме наружных зубьев. При работе под нагрузкой происходит самоцентрирование промежуточного вала и зубчатых обойм.

Во избежание износа контактных поверхностей, трущихся при работе вследствие неизбежных перекосов, смазочное масло из общей смазочной системы подается калиброванной форсункой во вращающуюся масляную ванну зубчатой обоймы, из которой оно под действием центробежных сил попадает в зону контакта, а затем сливается, унося продукты износа. Чтобы твердые примеси в масле не откладывались в зазорах (это иногда приводило к «схватыванию» венцов) степень фильтрации масла должна быть не менее 10...15 мкм.

Муфты других типов, например, с деформируемым упругим элементом, не получили большого распространения в ТК.

## П.11. Рамы

Промышленные ТК средней и небольшой мощности поставляются собранными на общей раме, или частями на нескольких металлических рамах. Рамы для унифицированных ЦК конструкции НИИТК – ККЗ коробчатые, сварные – рис. П.11.1. Одна из стоек 2 для установки мультипликатора приварена к поперечной балке 3, а стойки 8 для установки компрессора — к контурным балкам. Устройство 7 служит для центровки и фиксации корпуса сжатия в горизонтальной плоскости, сохраняя свободу температурной деформации корпуса в осевом направлении. Цапфы 4 служат для строповки рамы вместе с оборудованием с целью транспортирования, а также для установки агрегата на фундамент.

Предварительная выверка и центровка агрегата по струне и площадкам согласно инструкции предприятия-изготовителя производится болтами 5, опирающимися на плиты, предусматриваемые в фундаменте. После выверки и предварительной затяжки фундаментных болтов 6 рама заливается бетонным раствором высшей марки. После застывания до достижения прочности 12 МПа болты 5 освобождаются, а фундаментные болты 6 затягиваются окончательно. Дополнительная центровка валопровода агрегата производится путем подбора прокладок между площадками стоек рамы и лапами корпусов.



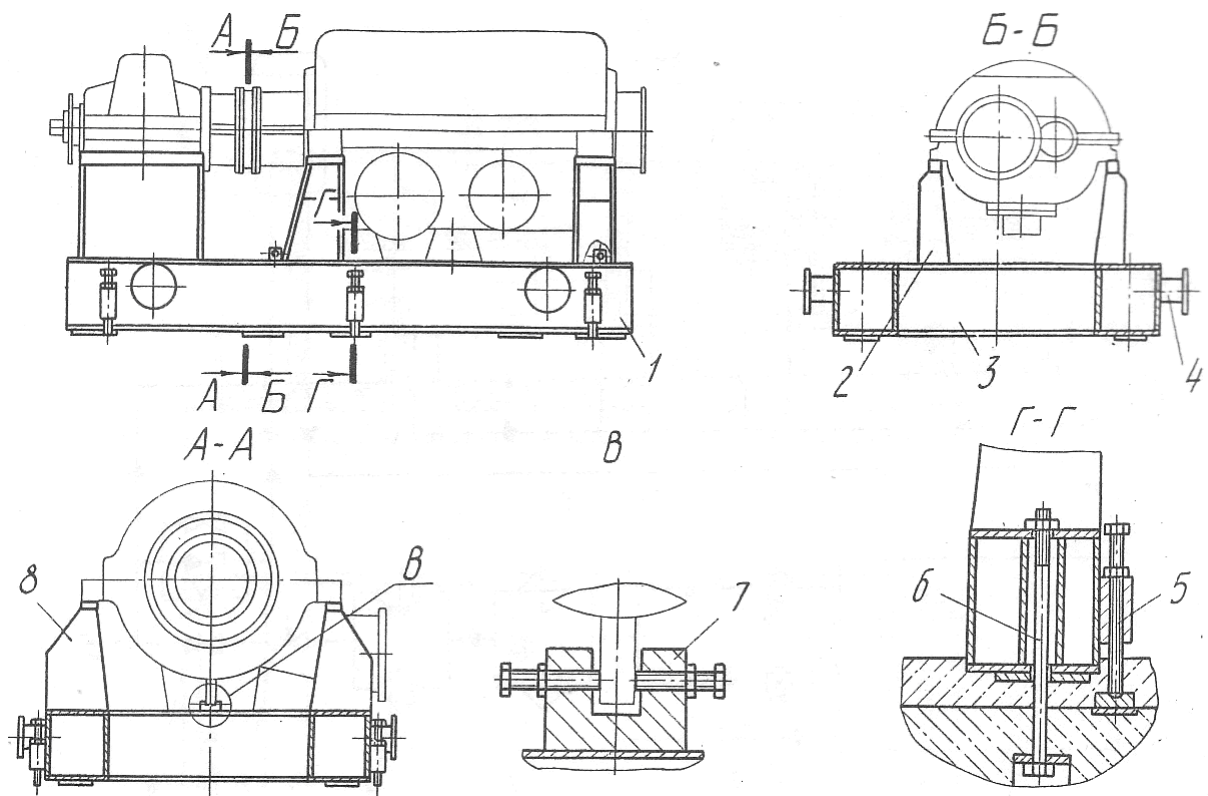


Рис. П.11.1. Устройство рамы компрессорного агрегата

## П.12. Смазочные системы

**Смазка механизма движения.** Система смазки подшипников всех валов компрессорной установки (включая двигатель), зубчатых зацеплений и муфт – принудительная, циркуляционная. Типичная схема представлена на рис. П.12.1. Напорная линия: маслобак 1, насосы 10, охладители 9, фильтры 8, регулятор 7 (поддерживает давление 0,24 – 0,26 МПа), напорный коллектор 3. Насосы, охладители и фильтры сдублированы. Горячее масло из узлов трения сливается в коллектор 2 и возвращается в главный бак 1.

Аварийная система с баком 4, установленным на 5 м выше оси компрессора, предназначена для питания узлов трения в процессе выбега роторов в случае непредвиденного отключения (поломки) обоих насосов 10. Небольшое количество масла, поступающего через жиклер 5, непрерывно циркулирует через бак 4, поддерживая состояние готовности аварийной системы.

У промышленных ЦК с электроприводом на тихоходном валу мультипликатора устанавливают шестеренный масляный насос. При этом аварийная система с баком 4 не нужна.

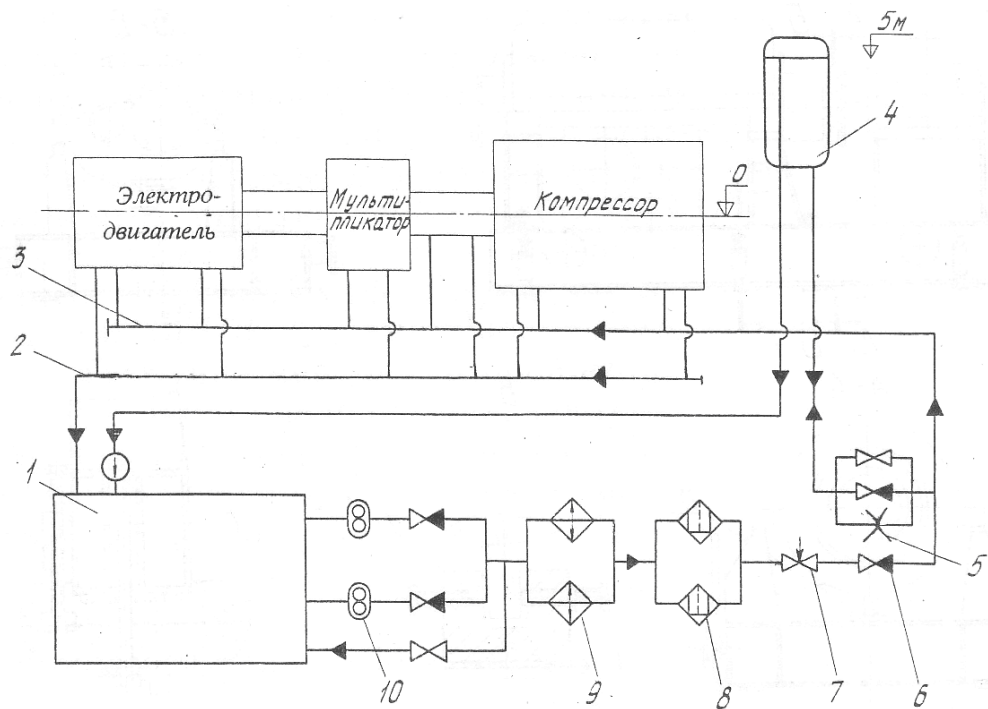


Рис. П.12.1. Схема смазки механизма движения компрессорного агрегата: 1 – главный масляный бак; 2 – сливной коллектор; 3 – напорный коллектор; 4 – напорный бак; 5 – жиклер; 6 – обратный клапан; 7 – регулятор давления; 8 – фильтр; 9 – охладитель; 10 – масляный насос

**Масляная система концевых уплотнений.** Для подготовки и подачи затворного масла в щелевые и торцовые уплотнения необходима специальная масляная система. Функциональные узлы системы питания уплотнений (СУ) монтируются на раме и образуют агрегат СУ. Затворное масло поступает из напорной линии системы смазки механизма движения во всасывающий коллектор рабочего и резервного насосов высокого давления. В зависимости от давления уплотняемого газа, применяются винтовые или плунжерные насосы (последний – для более высокого давления). Регулятор поддерживает необходимое давление в системе. В связи с особенно сложными условиями работы, система снабжена рабочим и резервным фильтрами тонкой очистки, которые задерживают механические частицы размером более 5 мкм.

Постоянный перепад давления между маслом в напорном коллекторе и уплотняемым газом обеспечивается давлением столба масла из напорного бака, устанавливаемого над компрессором.

## П.13. Коммуникации

**Газовая коммуникация.** Функциональное назначение основных элементов газовой коммуникации промышленного ТК показано на рис. П.13.1 Газовая коммуникация вместе с компрессором и межсекционным оборудованием образует внутренний контур, заполненный рабочим газом. От внешних газовых коммуникаций контур отделен электроприводными, управляемыми дистанционно задвижками 1 и 20, соответственно на всасывающей и нагнетательной линиях. Обводная линия 2 с ручным или дистанционно управляемым вентилем служит для постепенного заполнения контура рабочим газом перед пуском ТК. Линия 2 необходима для вакуум-компрессоров, дожимающих компрессоров, и в других случаях, так как дозирование потока при малых расходах задвижкой 1 затруднительно.

В ТК для кислорода, горючих и ядовитых газов задвижки 1 и 20 дублируются отсечными клапанами 4 и 18, оснащенные пневмоприводами с автоматическим управлением. Они предназначены для экстренного отсоединения контура от внешних газовых коммуникаций. Дополнительно предусматривается линия 5, по которой подается азот для предпусковой продувки контура или для вытеснения из контура рабочего газа после остановки ТК. На линии 5 устанавливаются задвижки с дистанционным управлением. В кислородных компрессорах имеется еще нормально закрытый отсечной клапан для экстренной подачи азота в случае загорания машины. Линии 3 и 19 с ручными вентилями служат для сброса стояночных утечек, связанных с возможной негерметичностью задвижек 1 и 20.

Регулирующая дроссельная заслонка 6 — орган автоматического изменения характеристик ТК в зависимости от технологического состояния сети, на которую работает компрессор. В момент пуска дроссельную заслонку прикрывают с целью разгрузки приводного двигателя.

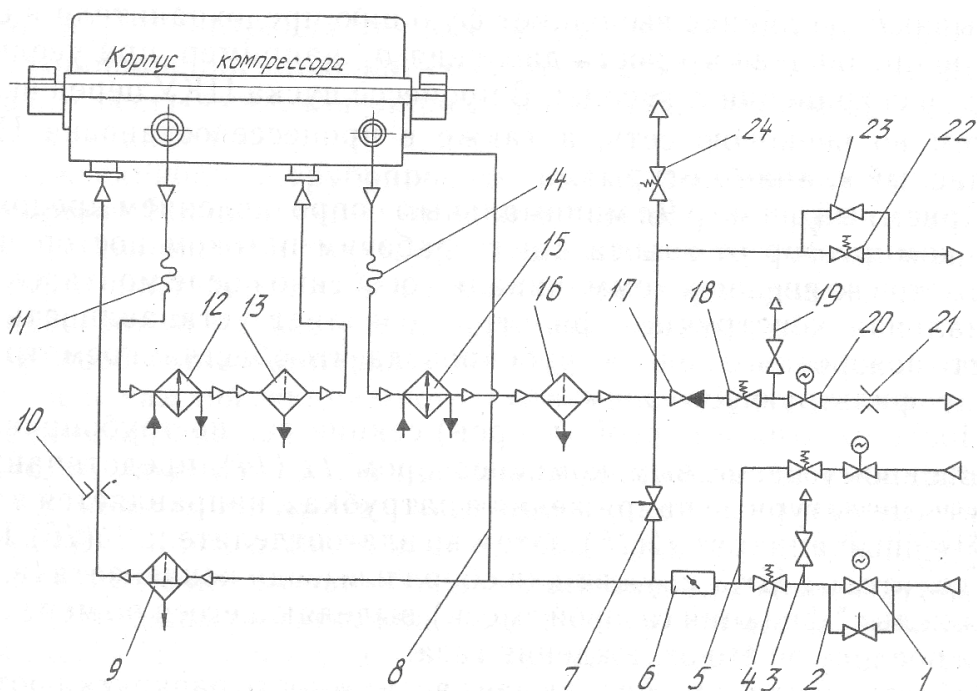


Рис. П.13.1. Схема внутренней газовой коммуникации.

На рис. П.13.1 – 1, 20 – задвижка; 2 – обводная линия, 3, 19 – линия сброса утечек; 4, 18 – отсечной клапан; 5 – линия продувки; 6 – регулирующая дроссельная заслонка; 7 – байпасный клапан; 8 – уравнительная линия думмиса; 9 – приемный фильтр; 10 – сужающее измерительное устройство; 11, 14 – сдвиговые компенсаторы деформаций; 12, 15 – теплообменные аппараты; 13, 16 – влагоотделители; 17 – обратный клапан; 21 – сужающее измерительное устройство; 22 – отсечной клапан; 23 – вентиль обводной линии; 24 – предохранительный клапан.

Байпасный клапан 7 выполняет несколько функций: осуществляет антипомпажную защиту компрессора; при значительном сокращении потребления служит дополнительным (неэкономичным) средством регулирования путем перепуска части сжатого газа во всасывающую линию; выполняет функцию предохранителя в случаях непредвиденного роста давления. В процессе пуска ТК перед включением во внешнюю сеть, а также в процессе остановки байпасный клапан 7 открыт.

Приемный фильтр 9 с минимальным сопротивлением предохраняет компрессор от заноса в него рабочим потоком посторонних предметов из внешних коммуникаций, особенно после монтажа. Рациональная конструкция фильтра позволяет устанавливать его вместо поворотного

колена трубопровода, что облегчает осмотр или замену фильтрующего элемента.

После сжатия в первой (второй) секции газ по трубопроводу, оснащённому сдвиговым компенсатором 11(14), предотвращающим температурные напряжения в патрубках, направляется в теплообменный аппарат 12(15), затем во влагоотделитель 13(16). Влагоотделитель служит для сбора и вывода конденсата (влаги и «тяжелых» фракций газовой смеси), выделяющегося по мере сжатия и последующего охлаждения газа. Обратный клапан 7 исключает возможность раскрутки ротора обратным потоком в тех случаях, когда при остановке ЦК запорная арматура 18 и 20 почему-либо не сработает. Подобные случаи наблюдались в практике. Сужающее устройство 21 необходимо для измерения расхода газа, отдаваемого потребителю. На линии сброса газа (на факел, на свечу или в специальный сбросной коллектор) предусмотрен отсечной клапан 22, открывающийся одновременно с закрытием отсечных клапанов 4 и 18. Вентиль 23 с ручным или дистанционным управлением необходим при наладке ЦКУ после монтажа или ремонта. В некоторых случаях во избежание непредвиденного повышения давления предусматривают предохранительный клапан 24.

В качестве отсечных клапанов применяют золотниковые клапаны или с поворотным дисковым затвором. Наиболее надёжными в широком диапазоне  $d_y$ , являются отсечные шаровые клапаны (рис. П.13.2).

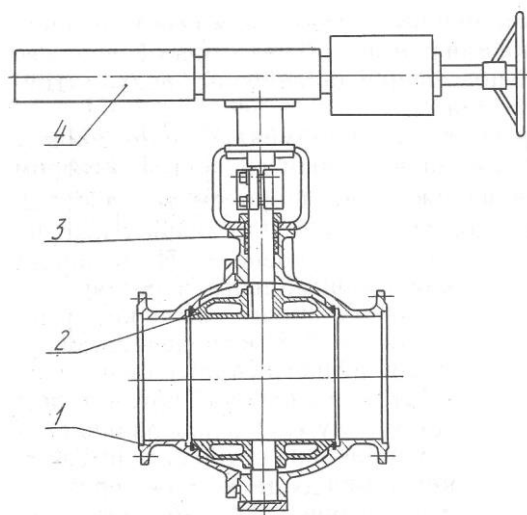


Рис. П.13.2 Отсечной шаровой клапан: 1 – корпус; 2 – шаровой затвор; 3 – уплотнительный узел; 4 – пневмопривод

Их отличает низкий коэффициент сопротивления и минимальные перетечки рабочей среды, благодаря уплотнительному кольцу между корпусом 1 и шаровым полнопроходным клапаном 2. Быстродействующий пневмопривод 4 дублируется системой ручного управления.

Дроссельная заслонка (рис. П.13.3) имеет рабочий орган в виде диска 3, закрепленного на приводном валу 4. Ось поворачивается посредством пневмопривода 2. Регулирование осуществляется изменением сечения серповидных щелей между диском 3 и корпусом 1, путем дросселирования потока и получения требуемого давления потока после заслонки.

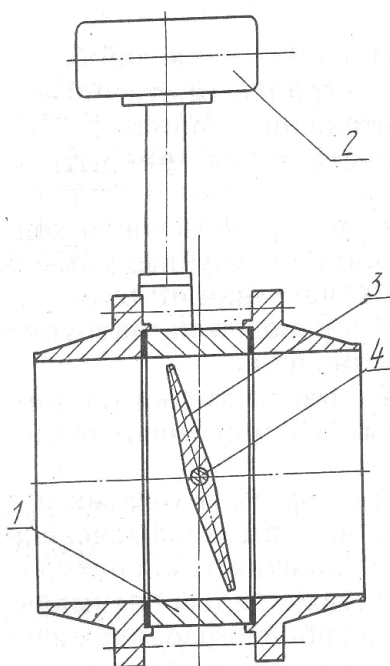


Рис. П.13.3. Дроссельная заслонка: 1 – корпус; 2 – пневмопривод; 3 – регулирующий диск; 4 – приводной вал

Рабочим органом регулирующего клапана для давлений более 1,6 МПа (рис. П.13.4) является плунжер 2 с центральным отверстием для выравнивания давлений и разгрузки штока пневмопривода 3 от больших осевых сил. Регулирование осуществляется прикрытием щели в стакане 4.

Межсекционные трубопроводы имеют пространственную конфигурацию. Расположение упругих и жестких опор трубных коммуникаций выбирается таким образом, чтобы нагрузки от температурных и иных деформаций и массы трубопроводов на патрубки компрессора не

превосходили допустимых значений. Скорости движения газа в коммуникациях должны быть небольшими для снижения потерь давления – 15 – 30 м/с.

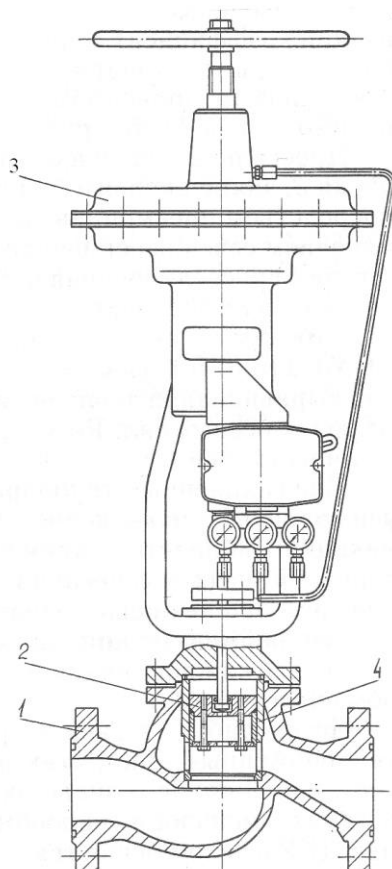


Рис. П.13.4. Регулирующий клапан: 1 – корпус; 2 – плунжер; 3 – пневмопривод; 4 – стакан

## П.14. Система автоматизации (СА)

Основные функции СА на примере промышленных ЦК:

**Представление текущей информации.** Информация о параметрах рабочего газа, о состоянии механизмов и оборудования, о положении рабочих органов трубопроводной арматуры и т. п. позволяет оператору судить о состоянии установки. Информация выдается в виде показаний отдельных приборов на щитах СА, либо отображения информации на видеоконтрольном устройстве (дисплее) микропроцессорных средств.

Объектами информации являются, например, температуры и давления газа на линиях всасывания и нагнетания секций корпусов сжатия, амплитуды вибраций роторов, расход газа, температуры и давления масла в напорных коллекторах и т. п.

В современных микропроцессорных СА предусматривается анализ информации по заданному алгоритму, учитывающему взаимообусловленность различных параметров, с выдачей (текстом) прогноза о состоянии ЦКУ и рекомендаций оператору.

**Управление и регулирование ЦК.** Функция управления включает в себя процедуры пуска или отключения главного двигателя и приводов всех вспомогательных агрегатов и механизмов. Нормальная остановка ЦК проводится в автоматическом режиме с заданной последовательностью операций. Аварийная остановка (по сигналу «авария») осуществляется, в основном, по «нормальной» программе с некоторыми дополнениями.

Функция автоматического регулирования заключается в стабилизации и поддержании в установленных пределах целевых параметров: расхода и (или) давления, а также определяющих параметров систем, обеспечивающих нормальную работу ТК: систем смазки, питания уплотнений, охлаждения и т. д.

**Защита турбокомпрессоров от аварийных режимов.** Существует перечень параметров, отклонение которых от установленных пределов приводит к предаварийному или аварийному режимам ТК: «Перечень защит».

По параметрам «предупредительной» группы «перечня» со щита СА подается световой и звуковой сигналы, с одновременным указанием неисправного параметра, предупреждающих о необходимости срочных мер (ремонта или замены узлов, включение резервных механизмов и т. п.), или подготовке к остановке машины.

При достижении предельных значений хотя бы одним из параметров второй группы защит система СА немедленно выполняет «аварийную» остановку ЦКУ, сопровождаемую штатными процедурами нормальной остановки. Одновременно срабатывает сигнализация и запоминается параметр, по которому произошло отключение.

**Антипомпажная защита.** Во избежание поломки ТК помпаж должен быть предотвращен путем открытия байпасного или сбросного клапана.

На рис. П.14.1 показана наиболее распространенная схема антипомпажной защиты. Каждому положению дроссельной заслонки соответствует определенная характеристика компрессора со своими значениями минимально допустимого расхода  $\bar{V}_{\min}$  и максимально допустимого повышения давления  $\Delta p_{\max}$ . Сигнал на начало открытия



байпасного клапана 3 поступает от регулятора 5, получающего сигналы от приборов 6 и 4, регистрирующих соответственно расход  $\bar{V}_H$  и перепад давления на первом РК. С приоткрытием байпасного клапана часть потока начинает циркулировать по байпасной линии, поэтому расход  $\bar{V}_H$  через компрессор возрастает без изменения расхода газа в сеть. Рабочая точка характеристики смещается вправо ( $\bar{V}_H > \bar{V}_{Hmin}$ ) и помпаж прекращается.

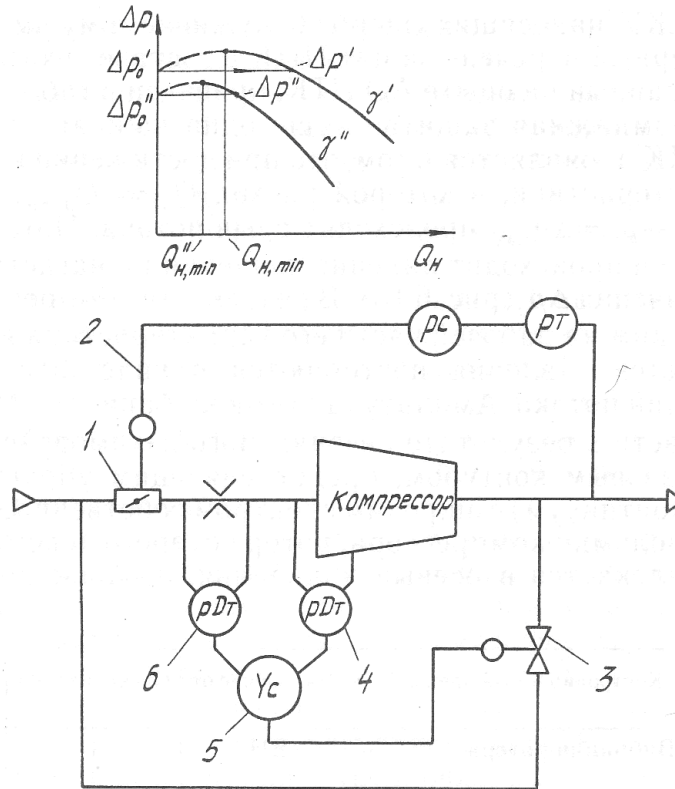


Рис. П.14.1. Схема антипомпажной защиты и характеристика компрессора: 1 – дроссельная заслонка; 2 – контур регулирования; 3 – байпасный клапан; 4 – преобразователь перепада давления в первом рабочем колесе; 5 – регулятор соотношения; 6 – преобразователь перепада давления на сужающем устройстве;  $\Delta p'$ ,  $\Delta p''$  – давления при разных углах  $\gamma'$ ,  $\gamma''$  при закрытии дроссельной заслонки.

