

Министерство образования Российской Федерации

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Ю.Б. Галеркин, А.Ю. Прокофьев

**ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОСНОВЫ ОДНОМЕРНОЙ
ТЕОРИИ СТУПЕНИ ТУРБОКОМПРЕССОРА**

Учебное пособие

Санкт-Петербург

2003

Галёркин Ю.Б., Прокофьев А.Ю. **Принцип действия и основы одномерной теории ступени турбокомпрессора**: Учебное пособие.

Подробно рассмотрены принципы действия осевых и центробежных компрессоров, их классификация и области применения, применение основных уравнений рабочего процесса к расчету турбокомпрессоров, определению параметров газа в проточной части.

Изложены основы теории ступени турбокомпрессора в одномерной постановке: энергетические основы, треугольники скоростей и правила их построения (расчета), размерные и безразмерные параметры ступени, отражено влияние коэффициента напора и степени реактивности на характеристики ступени. Приведена классификация рабочих колес центробежных компрессоров, указаны области их применения.

Рассмотрены некоторые особенности проектирования осевых и центробежных ступеней, способы регулирования турбокомпрессоров.

Пособие предназначено для студентов по курсам «Теория турбомашин» и «Турбокомпрессоры», обеспечивающим подготовку специалистов по направлениям 552700 «Энергомашиностроение» (110500), 657400 «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» (110500), а также магистров по направлению «Энергомашиностроение». Настоящее пособие может быть использовано магистрами и аспирантами, изучающими теорию турбомашин, а так же специалистами, работающими в смежных направлениях (турбиностроение, гидромашиностроение).

СОДЕРЖАНИЕ

Условные обозначения	4
Введение	7
1. Принцип действия компрессоров, основные положения	10
1.1. Определение компрессора	10
1.2. Принцип действия турбокомпрессоров	11
1.3. Основные области применения, параметры, классификация	18
2. Основы термогазодинамического расчета турбокомпрессоров	23
2.1. Основные уравнения	23
2.2. Изменение параметров газа в проточной части идеального турбокомпрессора	29
2.3. Политропный КПД, коэффициент потерь, степень реактивности	36
2.4. Изменение параметров потока в проточной части с учетом потерь	41
2.5. Охлаждение газа при сжатии. Изотермический КПД компрессора	43
3. Основы одномерной теории ступени	49
3.1. Энергетические соотношения	49
3.2. Компоненты скорости, треугольники скоростей, коэффициент напора, коэффициент расхода	52
3.3. Связь размерных и безразмерных параметров. Напорная характеристика РК с бесконечным числом лопаток	62
3.4. Анализ влияния расчетного коэффициента напора на КПД центробежной ступени	66
3.5. Степень реактивности и статический напор РК в зависимости от коэффициента расхода при разных $\beta_{л2}$ ($z=\infty$)	69
3.6. Статический напор РК при конечном числе лопаток	71
3.7. Классификация рабочих колес ПЦК, целесообразные области применения	72
4. Некоторые особенности проектирования турбокомпрессоров	77
4.1. Газодинамическое проектирование осевых компрессоров	77
4.2. Газодинамическое проектирование центробежных компрессоров	81
4.3. Подобие в турбокомпрессорах. Газодинамическое проектирование на основе подобия	83
5. Изменение характеристик турбокомпрессоров	88
Список литературы	90

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a – скорость звука
 b – ширина канала в направлении оси ротора, высота лопатки центробежного компрессора
 c – абсолютная скорость потока
 \dot{c} – отношение абсолютных скоростей в конце и начале рассматриваемого участка проточной части
 D – диаметр
 f – площадь проходного сечения
 h – напор ступени или её элемента
 i – угол атаки; энтальпия
 k – показатель адиабаты
 l – высота лопатки осевого компрессора
 M – число Маха; момент
 M_u – условное число Маха, посчитанное по окружной скорости u_2
 \bar{m} – массовый расход
 N – мощность
 n – показатель политропы
 P – сила
 p – давление
 R – газовая постоянная
 r – радиус; радиальное направление
 Re – число Рейнольдса
 Re_u – условное число Рейнольдса по окружной скорости u_2
 s – энтропия
 T – температура
 t – шаг решётки
 u – окружная скорость; окружное направление
 v – удельный объём
 \bar{V} – объёмная производительность
 w – относительная скорость потока
 \dot{w} – отношение относительных скоростей в конце и начале рассматриваемого участка проточной части
 q – тепловой поток; газодинамическая функция плотности тока
 z – число лопаток; коэффициент сжимаемости, учитывающий реальность газа
 α – угол между абсолютной скоростью и окружным направлением
 α_l – угол между касательной к средней линии лопаток неподвижных элементов ступени и окружным направлением
 β – угол между относительной скоростью и обратным окружным направлением
 β_l – угол между касательной к средней линии лопатки рабочего колеса и обратным окружным направлением
 $\beta_{пр}$ – коэффициент внутренних протечек
 $\beta_{тр}$ – коэффициент дискового трения
 γ – угол между меридиональной проекцией скорости и радиальной плоскостью
 δ – угол отставания потока

ε – отношение плотностей
 ζ – коэффициент потерь
 η – КПД
 $\Delta\eta$ – падение КПД
 λ – безразмерная скорость
 μ – коэффициент динамической вязкости
 ν – коэффициент кинематической вязкости
 π – отношение давлений; газодинамическая функция давления
 ρ – плотность
 τ – время; газодинамическая функция температуры
 φ – коэффициент расхода
 Φ – условный коэффициент расхода
 ψ – коэффициент напора
 ω – угловая скорость
 Ξ – коэффициент экономии при использовании промежуточного охлаждения газа

Сокращения, подстрочные и надстрочные индексы

Н, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, К – индексы контрольных сечений
 i – внутренний
 r – потерянный (о суммарных потерях напора, включая потери дискового трения и протечек в лабиринтном уплотнении)
 w – потерянный (о потерях напора собственно в проточной части без учёта потерь дискового трения и протечек в лабиринтном уплотнении)
 m – меридиональный
 r – радиальный
 u – окружной
 z – осевой
 а – атмосферный
 ад – адиабатный
 БЛД – безлопаточный диффузор
 вн – внешний
 вт – втулочный
 д – динамический
 ид – идеальный
 из – изотермический
 ЛД – лопаточный диффузор
 мех – механический
 НЭ – неподвижные элементы
 ОК – осевой компрессор
 ОНА – обратно-направляющий аппарат
 опт – оптимальный
 п – политропный
 пр – протечки

p – расчётный

РК – рабочее колесо

t – теоретический

ТК – турбокомпрессор

тр – трение

ЦК – центробежный компрессор

* – величина по параметрам торможения

— – линейный размер, отнесённый к D_2 ; скорость, отнесённая к u_2

ВВЕДЕНИЕ

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 их использования – пневматика (передача энергии с помощью сжатого воздуха), металлургия, химия, энергетика (компрессоры газотурбинных установок, наддув ДВС, паровых котлов), холодильная техника. В зависимости от области применения существенно различаются рабочие характеристики и конструкция компрессоров (рис.1, 2). 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.

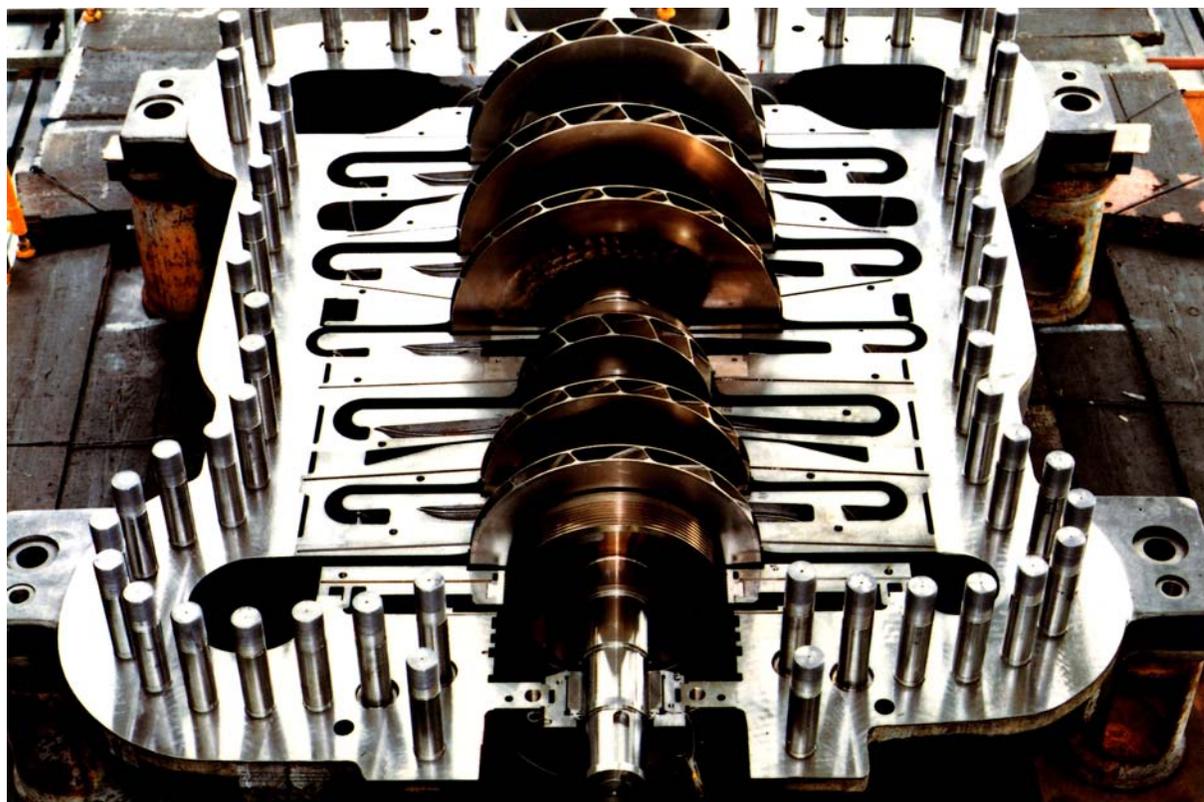


Рис.1. Центробежный компрессор низкого давления. Крышка корпуса снята

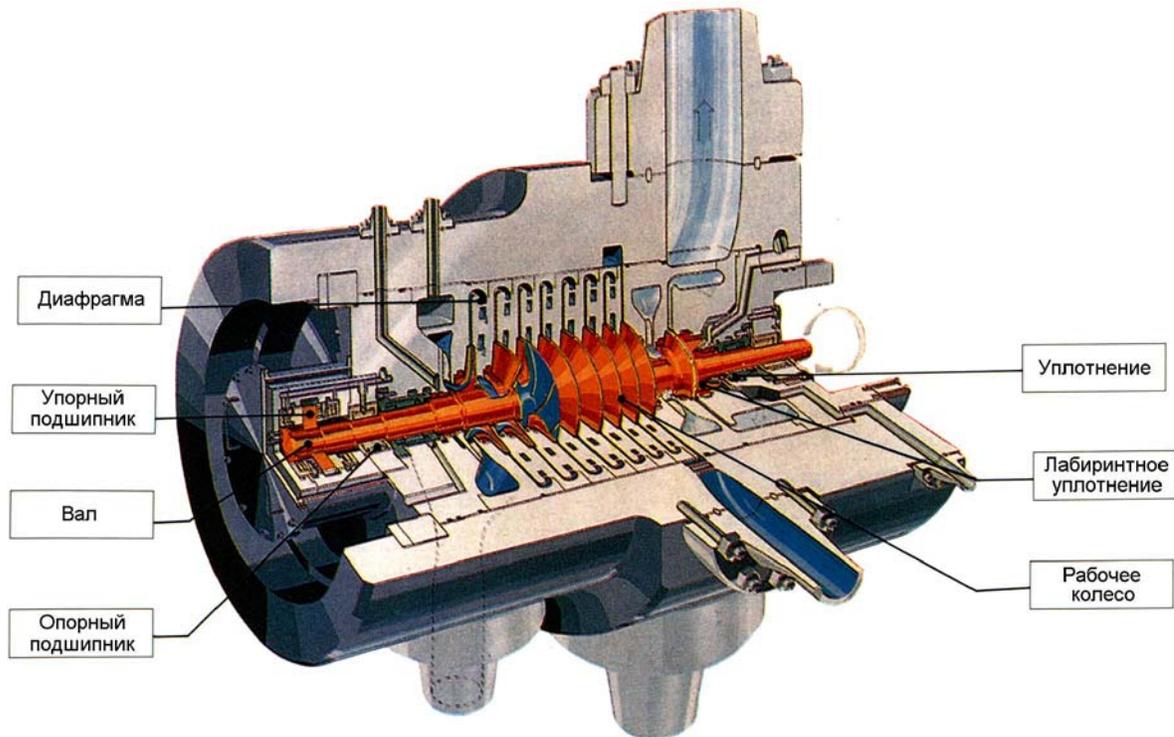


Рис.2. Типичный центробежный компрессор высокого давления в разрезе

Сейчас роль ТК особенно велика в добыче, транспортировке и переработке углеводородного топлива, что особенно важно для нашей страны. Газовая промышленность в России является одной из наиболее важных областей применения одного из двух основных видов турбокомпрессоров – центробежных компрессоров. Эти машины используются при добыче газа, для его транспортировки, подготовки к транспортировке и при хранении. В системе ОАО “ГАЗПРОМ” работает около четырех с половиной тысяч крупных центробежных компрессоров суммарной мощностью примерно 45 млн. кВт, причем 92.5% машин – отечественной постройки. Только эта часть российского парка центробежных компрессоров равна примерно 20% от всех промышленных центробежных компрессоров в мире. Таким образом, в отношении промышленных центробежных компрессоров Россия – крупнейшая компрессорная держава. Напомним, что основная часть газоперекачивающих агрегатов (ГПА) имеет газотурбинный привод, а газовые турбины имеют в составе осевые турбокомпрессоры с мощностью, примерно вдвое превосходящей механическую мощность на выходном валу турбины.

Турбокомпрессоры потребляют очень большое количество энергии. Например, перекачивая огромное количество газа, центробежные компрессоры Газпрома требуют для их привода топлива на 3.5 млрд. долларов в год. 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 характером движения газа в проточной части. Обычная

практика – эксперименты с моделями (точными уменьшенными копиями), испытываемыми на специальных исследовательских стендах, что очень дорого и при недостаточно продуманной программе экспериментов не гарантирует получение решения, наилучшего из всех возможных. Все еще сложные, длительные и ненадежные численные исследования с помощью коммерческих программ расчета вязких течений пока не способны решить задачу оптимального проектирования большинства ТК. Как ранее, так и сейчас и в будущем для успешной работы по созданию и эксплуатации турбокомпрессоров необходимо глубоко понимать их рабочий процесс.

Подготовка высококвалифицированных специалистов для проектирования, изготовления, грамотной, аффективной эксплуатации компрессорной техники очень важна. Это энергоемкие и механически весьма напряженные машины, давление в которых достигает 80 МПа и более, а окружные скорости роторов турбокомпрессоров такие же, как скорость полета околозвуковых и сверхзвуковых самолетов. Надежность компрессоров определяет работоспособность огромных технологических комплексов.

Опыт преподавания дисциплин, связанных с их рабочим процессом, показывает, что добиться ясного понимания физических основ этого процесса весьма нелегко. Причина этого, как нам кажется, двоякая. Во-первых, некоторые особенности поведения газа в проточной части, да и вообще законы движения газов далеки от повседневного человеческого опыта или даже противоречат ему. Во-вторых, лекторы и авторы учебников обычно стараются в ограниченном объеме лекционных курсов или книг дать очень обширный фактический материал, выводы ряда принципиально важных уравнений. Изложение физического смысла не вполне простых явлений рабочего процесса при этом несколько страдает. Пособие призвано восполнить этот пробел в части общих закономерностей рабочего процесса компрессоров.

Значительная часть работы посвящена энергетическим соотношениям для ступени турбокомпрессора, определяющим параметры газа в проточной части, рассмотрена также кинематика потока ступени центробежного компрессора в одномерной постановке.

Для удобства изучающих, впервые приводимые в тексте наиболее важные термины и некоторые формулировки выделены жирным шрифтом. Приводимые в тексте примеры расчётов выделены курсивом.

Содержание основано на тексте ранее изданного пособия Ю.Б. Галёркина «Основы одномерной теории центробежной компрессорной ступени» и рукописи, подготовленной Ю.Б. Галеркиным для т.3 Энциклопедии машиностроения (не издано). Подготовка текста пособия к печати выполнена ассистентом кафедры КВХТ А.Ю. Прокофьевым. Рецензент – профессор кафедры КВХТ Л.Я. Стрижак.

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ КОМПРЕССОРОВ, ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Определение компрессора

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 м³/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 обеспечения следующих процессов:

- движения рабочего тела в газовых турбинах;
- подачи воздуха в топки паровых котлов (парогенераторов);
- подачи обогащенного кислородом воздуха в доменные печи при производстве чугуна и для продувки жидкого чугуна кислородом в конверторах при производстве стали;
- сжатие воздуха для последующего совершения механической работы в расширительных двигателях пневматических прессов, молотов, ручных инструментов;
- подачи смеси газов в химические реакторы;
- преодоления сопротивления трубопроводов при транспортировке природного газа и т.п.

В химических производствах повышение давления и одновременно температуры газовых смесей обеспечивает осуществление реакций синтеза, что позволяет во всех перечисленных выше и ряде других случаев, решать техническую задачу не уменьшением удельного объема (сжатия), а путем повышения давления. Использование термина «сжатие» вместо «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 уменьшения объема замкнутой полости, в которую они помещены;
- термин «сжатие» короче, чем «повышение давления», что имеет немаловажное значение для технического языка. По этим причинам и в соответствии с традицией термин «сжатие» в буквальном смысле используется и в настоящем пособии.

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 всех 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 преодолеваются сопротивления движению газа в компрессоре и 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

Рассмотрим принцип действия на примере простейшего **осевого компрессора**, схема которого показана на рис.3. 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.

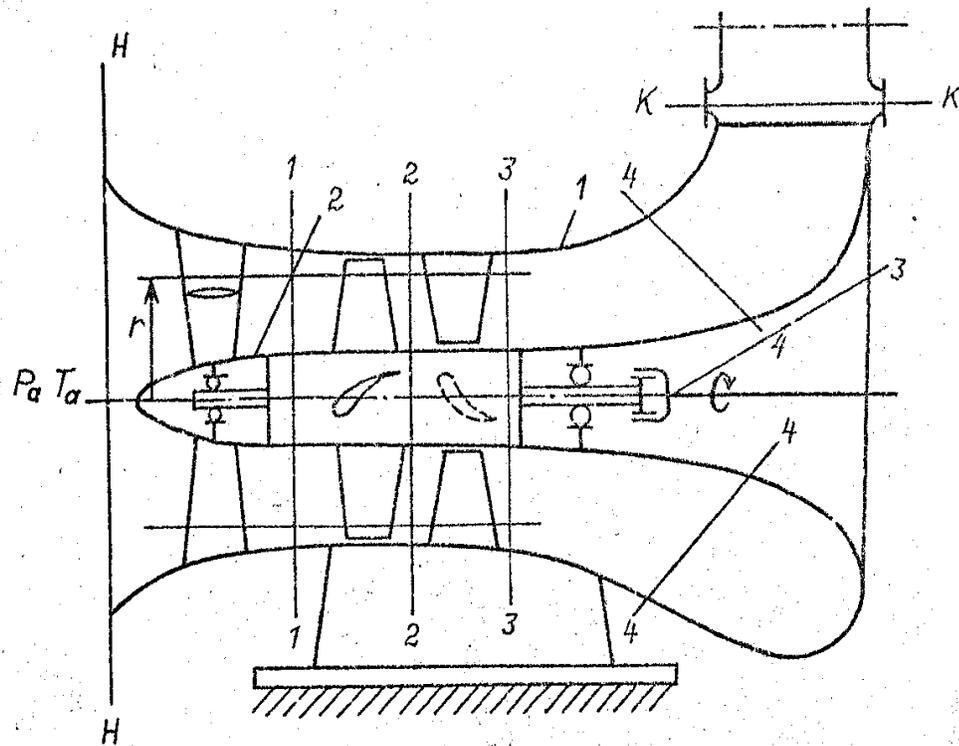


Рис.3. Схема низконапорного осевого компрессора

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

Плоскость, проходящая через ось вращающейся части компрессора – **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**. Основным элементом проточной части – это **рабочее колесо (РК)** – совокупность лопастей специальной аэродинамической формы – **лопаток**, равномерно расположенных по окружности ротора между сечениями 1 и 2 (рис.3). На рисунке условно показаны только три лопатки: две в плоскости чертежа, и одна в перпендикулярной ей. В действительности число лопаток рабочего колеса измеряется десятками.

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 – **элементарную кольцевую лопаточную решетку** (рис.4). 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 (рис.5). Такая развертка образует **элементарную прямую решетку**, в которой бесконечный ряд лопаток расположен друг от друга на расстоянии $t = 2\pi r/z$, где r – радиус цилиндрической поверхности тока, а z – число лопаток колеса. В плоскости чертежа решетка колеса перемещается с **линейной скоростью** u , равной **окружной скорости** движения лопаток $u = \omega r$ на цилиндрической поверхности тока.

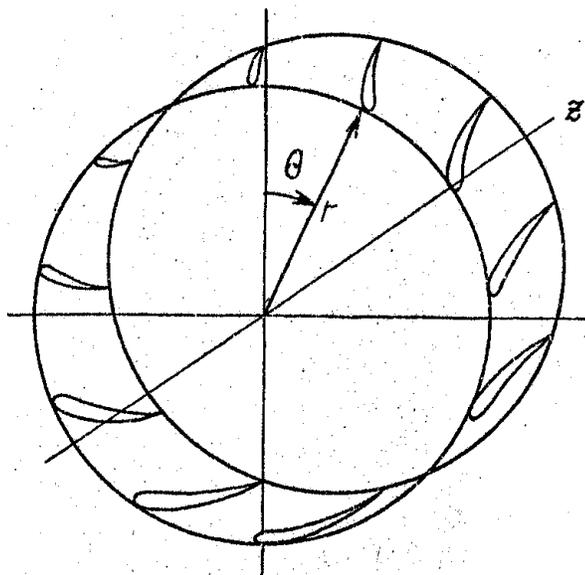


Рис.4. Элементарная кольцевая лопаточная решётка осевого компрессора

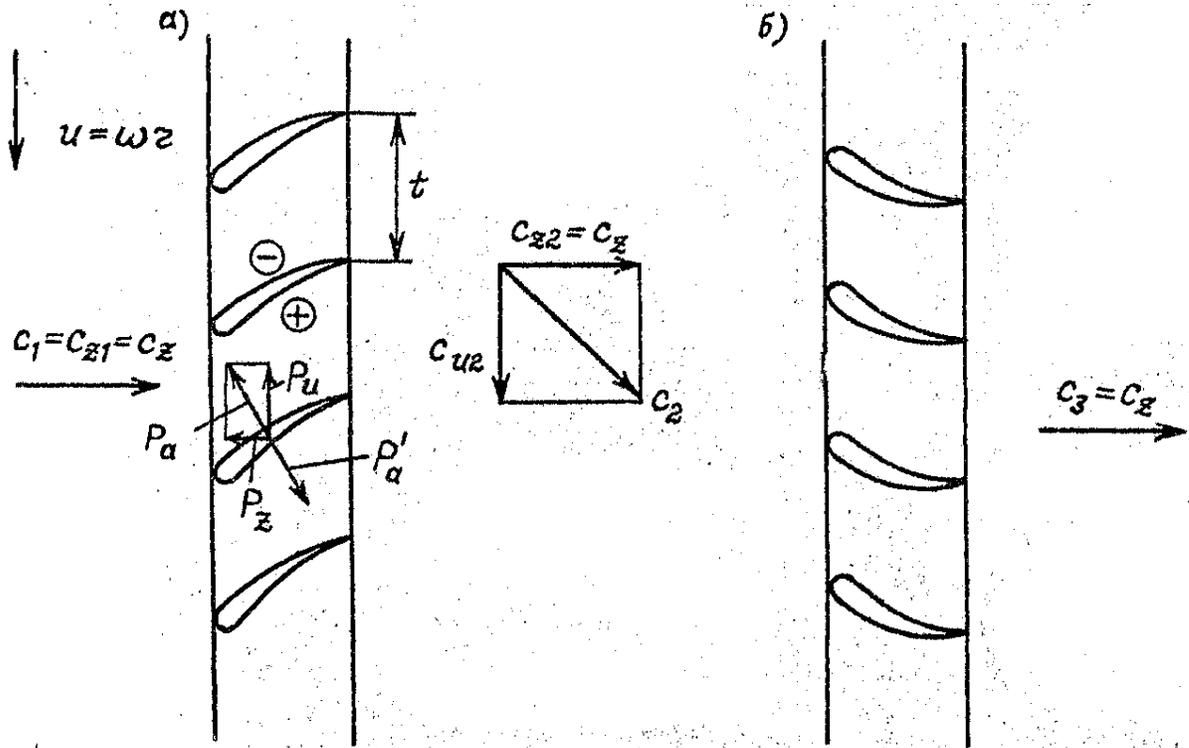


Рис.5. Взаимодействие газа с элементарной решёткой колеса (а) и направляющего аппарата (б)

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 газа на поверхности лопатки, выводимых из состояния покоя перемещающейся лопаткой. Если бы частицы, находящиеся на 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 задней поверхностью лопаток. Области повышенного и пониженного давления на рис.5 условно обозначены знаками плюс и минус.

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

- сила от разности давления на границах частицы,
- сила трения на границах частички, 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 называется **подъемной**

силой, или силой Жуковского (акад. 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 P_a действующей на лопатку с высотой, равной единице линейного размера.

В связи с тем, что давление действует по нормали к поверхности профиля, сила P_a направлена так, как это показано на рис.5-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 $P_z l z$, 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 $N_T = M_z \omega = \omega z \int_1 P_u r dl$.

Мощность N_T передается лопатками рабочего колеса газу, в результате чего и производится работа его сжатия и перемещения.

В соответствии с законом равенства действия и противодействия, лопатки колеса действуют на газ с силой $P_a' = -P_a$. Газ, находившийся в состоянии покоя до начала движения лопаток, начинает двигаться в направлении действующей на него силы P_a' . Таким образом, в сечении 2 газ приобретает скорость c_2 , 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 ρ_2 – плотность газа в сечении 2, f_2 – площадь сечения. Массовый расход должен быть одинаковым во всех контрольных сечениях (условие неразрывности потока). Значит, в сечении 1 возникает движение в направлении оси z со скоростью $c_{z1} = \frac{m}{\rho_1 f_1} = \frac{\rho_2 f_2}{\rho_1 f_1} c_{z2}$. У рабочих колес осевых компрессоров

произведение ρf в сечениях перед и за лопатками примерно одинаково и для простоты анализа общепринято считать $c_{z1} = c_{z2} = c_z$. 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.3, 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 скорость газа при прохождении через рабочее колесо увеличивается, т.е. $c_2 > c_1$ и при $c_1 = c_z$ разность кинетических энергий единицы массы газа после и перед колесом равна $0,5 (c_2^2 - c_1^2) = 0,5 c_{u2}^2$. На ускорение потока в колесе тратится часть мощности двигателя N_T , в данном случае 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. Но при обычном $p_k > p_a$ за рабочим колесом устанавливается некоторое давление $p_2 > p_a > p_1$. Перемещение газа из области меньшего давления p_1 в область большего p_2 с одновременным его сжатием осуществляется в результате действия силы P_a' на газ со стороны лопаток.

Таким образом, рабочее колесо является основным, обязательным элементом компрессора. Оно передает газу механическую работу от двигателя, и тогда создается непрерывный поток газа, в котором давление газа возрастает. Избыточная же кинетическая энергия в колесе (при $c_{u1} = 0$ она равна $0,5c_u^2$) является неизбежным следствием работы колеса, но сама по себе не нужна: для перемещения газа из области низкого p_1 , в область высокого давления p_2 и далее по проточной части достаточно расходная скорость c_z . Сохранение закрутки потока после РК только увеличило бы потери трения о стенки проточной части.

Известно, что кинетическая энергия газа переходит в энергию давления, если скорость снижается в каналах специальной формы – диффузорах. У рассматриваемой ступени диффузоры образованы поверхностями соседних неподвижных лопаток направляющего аппарата (сечения 2, 3 на рис.3). Соответствующая плоская решетка показана на рис.5-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 расходной составляющей c_z , а давление возрастает $p_3 > p_2$. Следовательно, в сечениях 1 и 3 скорости $c_1 = c_3 = c_z$ равны и в пределах ступени РК+НА кинетическая энергия не меняется. 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 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 и более раз при обычном для одной ступени $\pi = \frac{p_3}{p_1} \approx 1,15 \div 1,25^*$.

Выходное устройство (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 (см. рис.3):

- **входного патрубка** (сечения Н – 1), в который газ засасывается и где он разгоняется до скорости c_1 , благодаря разрежению, создаваемому рабочим колесом;

* У осевых вентиляторов из-за небольшой окружной скорости ($u = \omega r < 100$ м/с) отношение давлений в ступени $\pi \leq 1.05$, а у форсированных осевых компрессоров при скоростях движения газа, превосходящих скорость звука, отношение давлений достигает 1.7 ... 2.0.

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.6-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. Обычно скорость $c_k < c_4$, т.е. улитка – это дополнительный диффузор.

Показанная на рис.6 схема соответствует одноступенчатому компрессору. Если для получения большого конечного давления требуется последовательное сжатие в нескольких ступенях, вместо улитки применяют **обратно-направляющий аппарат**. Форма этого элемента ясна из рис.7, где показана схема многоступенчатого центробежного компрессора. В основном элементе центробежной ступени – рабочем колесе – в меридиональной плоскости газ движется от центра к периферии, чем объясняется название этого типа турбокомпрессоров («центробежный»). 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.

Краткая формулировка принципа действия турбокомпрессоров. Сжатие (повышение давления) и перемещение газа осуществляется в непрерывном потоке за счет механической работы двигателя, которая передается газу вращающимися лопатками рабочих колес.

Под действием рабочих лопаток газ отклоняется от инерциального направления движения, приобретая окружную составляющую скорости (закрутку) в направлении вращения колеса (или увеличивая ее, если она имелась перед рабочим колесом). Расходная составляющая скорости обеспечивает непрерывное движение газа в колесах и неподвижных элементах проточной части.

Механическая энергия двигателя в рабочем колесе в общем случае преобразуется в энергию давления газа и кинетическую энергию, т.е. в колесе обычно увеличивается и давление, и скорость газа. Неподвижные элементы служат для:

- преобразования избыточной кинетической энергии в давление – диффузоры, устанавливаемые вслед за РК,
- для подвода газа к колесу следующей ступени (в многоступенчатом компрессоре),
- входной патрубков подводит газ к колесу первой ступени. Газ поступает во входной патрубок под действием разрежения, создаваемого лопатками колеса первой ступени,
- для вывода газа из проточной части служат выходные патрубки разной формы, так же являющиеся диффузорами.

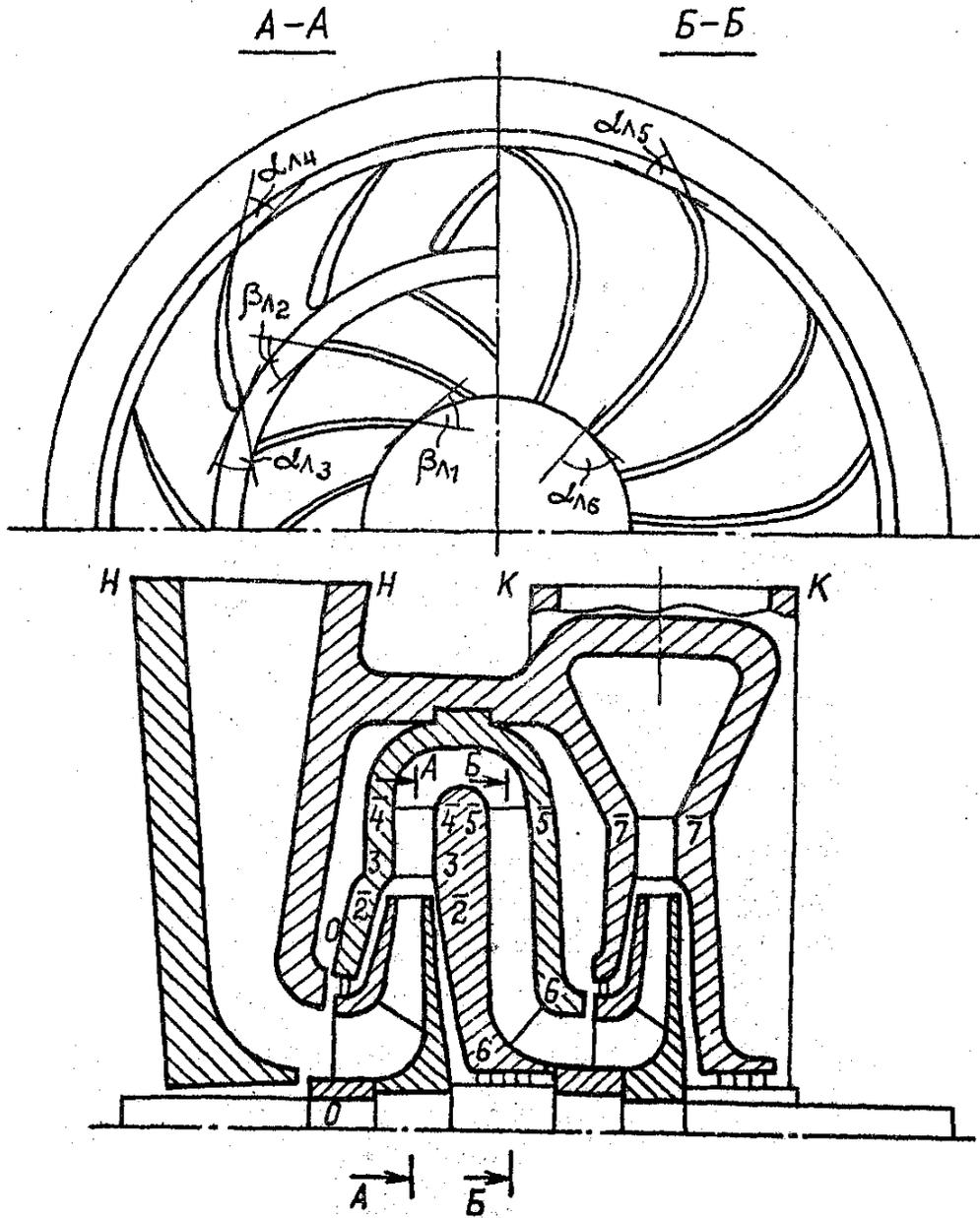


Рис.7. Схема многоступенчатого (двухступенчатого) центробежного компрессора

1.3. Основные области применения, параметры, классификация

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

Как часть тепловых двигателей -

- **цикловые компрессоры газотурбинных двигателей**, подающие воздух в камеру сгорания. Потребляемая мощность значительно превышает мощность на валу газотурбинной установки и у крупных двигателей измеряется десятками тысяч киловатт. Массовый расход достигает десятков, и может быть более ста килограмм в секунду,

отношение давлений от двух до нескольких десятков в зависимости от типа и схемы ГТУ. У ГТУ большой мощности применяются исключительно осевые компрессоры, у ГТУ меньшей мощности могут применяться одноступенчатые центробежные или многоступенчатые осевые компрессоры с центробежной ступенью на выходе.

- **турбонаддув двигателей внутреннего сгорания.** Выхлопные газы приводят в действие турбину, вращающую многоступенчатый центробежный компрессор, сидящий с ней на одном валу. 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, а 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 килограммами в секунду 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.

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. 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 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. 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.

Производство чугуна. Для выплавки чугуна в доменную печь подается атмосферный воздух, обогащенный кислородом. Для этой цели используются осевые, а иногда, центробежные компрессоры с отношением давлений порядка 3.4 – 4.5. Объемная производительность определяется размерами доменной печи и лежит в пределах 1500 – 6500 кубических метров в минуту. У крупных машин потребляемая мощность достигает 30000 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.

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. Основным потребителем 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.

Производство удобрений. Наиболее крупнотоннажным из химических производств является производство азотных удобрений на основе аммиака (соединение азота и водорода). Источником водорода является природный газ, 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 и такой же мощностью.

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.

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 и дросселируются со снижением температуры, приводящим к их ожижению. Жидкий хладагент соответствующей температуры создает нужную температуру охлаждаемых объектов, двигаясь в теплообменнике – испарителе. Центробежные компрессоры парокомпрессионных холодильных установок могут иметь мощность до 2 – 3 тысяч киловатт, развивая в замкнутой системе циркуляции хладагента отношение давлений около 11. Для глубокого охлаждения может быть выгоден воздушный цикл, применяемый в описанных выше установках разделения воздуха.

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.

Газовая промышленность – крупнейший потребитель центробежных компрессоров (часто их называют нагнетателями) -

- **Линейные центробежные нагнетатели** мощностью 6.3, 10, 16 и 25 МВт транспортируют газ по трубопроводам при давлении 56 и 76 бар и 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.

- **Дожимные нагнетатели** с отношением давлений до 2.2 устанавливаются непосредственно около скважин, когда давление в пласте сильно падает. Их задача – поддерживать заданное давление в трубопроводе по мере истощения пласта.

- **Нагнетатели подземных хранилищ газа** 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. Организации РАО “Газпром” используют примерно 4500 газоперекачивающих агрегатов (газотурбинный или электрический привод) со средней мощностью 10 МВт.

Классификация турбокомпрессоров. Классификация ТК призвана облегчить ориентировку в многообразии машин этого класса. Как и любая другая классификация ТК условна и не общепринята.

Наиболее бесспорно деление ТК по **характеру движения газа в проточной части** - осевые и центробежные компрессоры, определение которых дано в начале главы. Узкое применение находят **диагональные** компрессоры, в рабочих колесах которых меридиональная проекция скорости c_m направлена примерно под углом 45° к оси ротора. По конструкции и характеру движения газа эти обычно одноступенчатые машины ближе к форсированным центробежным компрессорам и применяются для получения очень больших отношений давления (5 – 8) в одной ступени.

Осецентрибежные компрессоры представляют собой комбинацию осевых и центробежных ступеней. Рациональность их применения связана с тем, что осевые ступени способны пропускать большие объемные расходы, а центробежные могут быть эффективны при меньших объемных расходах. По мере сжатия объемный расход в ТК уменьшается от ступени к ступени, поэтому в конце проточной части применение центробежных ступеней оправдано (есть и другие соображения в пользу осецентрибежных машин).

Одноступенчатые и многоступенчатые ТК – смысл классификации очевиден.

Однопоточные и многопоточные. Для увеличения массового расхода при ограниченных какими-либо соображениями радиальных размерах РК газ в проточной части может двигаться параллельно двумя (изредка более чем двумя) потоками.

Транспортные и промышленные ТК (последние иногда именуется **стационарные**) – классификация по области применения. Транспортные ТК – это машины в составе газотурбинных двигателей и ДВС. Для них очень важны массогабаритные показатели. Применяются высокие окружные скорости, что уменьшает радиальные размеры и количество ступеней. Используются **околозвуковые** и **сверхзвуковые** ступени. В некоторых контрольных сечениях таких ступеней воздух движется с околозвуковой

(близкой к скорости звука) или сверхзвуковой скоростью. У транспортных ЦК применяются рабочие колеса с большими выходными углами лопаток (высокие коэффициенты теоретического напора). Все перечисленное приводит к несколько пониженному КПД, сравнительно узкой зоне работы, ограниченному ресурсу, особо высоким требованиям к материалу рабочих колес транспортных ТК. У промышленных ТК первостепенное значение придается максимальному КПД, широкой зоне работы, долговечности (эти машины эксплуатируются десятки лет), технологичности производства и стоимости материалов. В результате и газодинамические параметры и конструкция двух категорий ТК сильно разнятся.

Одновальные и многовальные ТК. При большом отношении давлений целесообразно повышать частоту вращения РК последних ступеней с пониженным массовым расходом. Наиболее современные ТК, как транспортные, так и промышленные, имеют два – три (ОК, ЦК) и до пяти роторов (ЦК), вращающихся с разной скоростью.

Однокорпусные и многокорпусные ОК и ЦК. При большом количестве ступеней их невозможно расположить в одном корпусе. Многокорпусные машины – это последовательно работающие компрессора, объединенные общим приводом, системами, фундаментом.

По развиваемому давлению. В этой классификации нет единого подхода. Для воздушных ЦК часто выделяют упомянутые выше **вентиляторы** с отношением давлений до 1,2, **нагнетатели** – машины без промежуточного охлаждения и **компрессоры** – машины с промежуточным охлаждением. Крупные машины с небольшим отношением давлений называют **воздуходувками** и **газодувками**.

По конечному давлению ЦК делят на компрессоры **низкого давления** (до 5 МПа), **высокого давления** (до 35 МПа) и **сверхвысокого давления**. Первые два из упомянутых не следует путать с названиям **корпусов сжатия (корпуса низкого, среднего, высокого давления)** многокорпусных ЦК и ОК, которые носят такие же названия независимо от уровня давлений.

По сжимаемому газу - **воздушные, газовые**, а так же **кислородные, водородные, хлорные** и т.п.

2. ОСНОВЫ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

2.1. Основные уравнения

При проектировании ТК цель термогазодинамического расчета – определение размеров проточной части, обеспечивающих заданное конечное давление при заданной производительности и начальных параметрах газа. Обычно требуется получить возможно более высокий КПД, что равнозначно минимуму потребляемой мощности привода (иногда более важно обеспечить широкий диапазон производительности, в котором может работать компрессор, и др.). При проектировании нужно учесть конструктивные и технологические ограничения.

Определение формы объекта (в данном случае – проточной части ТК), соответствующей заданным параметрам потока, называют **обратной задачей гидрогазодинамики**. Для спроектированного ТК необходимо рассчитать напорную характеристику – зависимость конечного давления от производительности при заданных параметрах газа на входе p_n , T_n и частоте вращения ротора ω или серии напорных характеристик при варьируемых значениях этих величин. Такой термогазодинамический расчет соответствует **прямой задаче гидрогазодинамики**. Целью прямой задачи может быть также определение газовых сил, действующих на детали и узлы ТК, расчет потребляемой мощности.

В любом случае при работе ТК параметры газа различны в различных точках проточной части (ПЧ) и меняются во времени, т.е. поток является **трехмерным и нестационарным**: $p, T, \vec{c} = f(x, y, z, \tau)$.

Однако, если рассматривать **установившиеся режимы** работы ТК, при которых начальные параметры p_n , T_n , частота вращения ротора ω и противодавление p_k постоянны, изменение параметров газа в ПЧ по времени носит высокочастотный периодический характер и вместо мгновенных значений в расчетах приближенно используют некоторые средние по времени величины давлений, температур и скоростей, т.е. поток считается трехмерным, но стационарным: $p, T, \vec{c} = f(x, y, z)$.

Для целей приближенного анализа и расчета используется дальнейшая упрощенная схематизация потока: параметры p, T, c рассчитываются как некоторые средние по площади контрольных сечений (п.1.2) величины. Таким образом, действительный трехмерный нестационарный поток приближенно заменяется стационарным **одномерным** потоком, у которого параметры не меняются по времени и изменяются в пространстве только в направлении движения газа от одного контрольного сечения к другому. В процессе расчета следует определять параметры потока в нужном для решения данной задачи количестве контрольных сечений, ограничивающих элементы ПЧ, а иногда и проходящих внутри них.

Основные уравнения представлены ниже в виде, пригодном для расчета одномерного установившегося течения совершенных газов (о совершенных газах см. п.1.1 и ниже).

1. Уравнение состояния. Связывает давление, температуру и удельный объем (или плотность) газа

$$pv = p/\rho = zRT,$$

где z – безразмерный **коэффициент сжимаемости** $z \geq 1$. Коэффициент сжимаемости зависит от давления и температуры, причем эта зависимость индивидуальна для каждого из газов и может быть определена только экспериментально. Понятно, что этот факт затрудняет расчеты.

У воображаемых **совершенных газов**, в отличие от **реальных**, отсутствуют молекулярные силы, а объем молекул равен нулю. В соответствии с молекулярной кинетической теорией у совершенных газов $z = 1$. При умеренном давлении ($p_k \leq 3 \div 4$ МПа) и температуре, далекой от температуры конденсации, реальные газы практически ведут себя как совершенные, т.е. взаимосвязь их параметров достаточно точно описывается так называемым уравнением Клапейрона.

$$pv = p/\rho = RT,$$

Реальность газов (т.е. $z \neq 1$) должна учитываться при расчете холодильных ТК и ТК высокого давления. Однако характер физических явлений в ПЧ не зависит от того, какова величина z , т.е. от степени совершенства газа. Цель настоящего пособия – прояснить основы рабочего процесса ТК, рассмотрев физические явления, сопровождающие движение газа в проточной части. Эти явления не зависят от величины коэффициента z , определяющего степень совершенства газа.

С целью упрощения используемых ниже уравнений, связанных с уравнением состояния, газы будут считаться совершенными. Следует добавить, что при расчете и проектировании ТК низкого и среднего давления допущение о совершенстве газов общепринято. Это упрощает расчеты, не влияя на точность результатов. Даже при расчете компрессоров газовой промышленности с достаточно высоким давлением нагнетания до 16 МПа используются уравнения совершенного газа, а реальность учитывается приближенно – введением постоянного значения коэффициента z , среднего между значениями при параметрах входа и выхода.

2. Уравнение неразрывности:

$$\bar{m} = \rho \bar{V} = \rho fc = \text{const},$$

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. В РК и диффузорах турбокомпрессоров плотность газа возрастает, поэтому объемный расход $\bar{V} = \bar{m}/\rho$ становится меньше по мере прохождения газа через проточную часть.

3. Уравнение процесса.

В ПЧ турбомашин скорости движения газа столь велики, что путем теплообмена через стенки подводится или отводится количество тепла, пренебрежимо мало влияющее на теплосодержание газа. Принятие допущения об отсутствии внешнего теплообмена в большинстве случаев допустимо.

В реальном рабочем процессе ТК движущийся газ встречает сопротивление движению, которое вызывается вязкостью газа (при сверхзвуковом движении газа возможно так же возникновение **волнового** сопротивления). Преодоление сопротивления движению осуществляется за счет механической энергии газа (потенциальной или кинетической). При этом механическая энергия преобразуется в тепло, рассеивающееся в газе. Затрата механической работы на преодоление сопротивления движению единицы массы газа –

потерянный напор h_r – преобразуется в тепло q_r , рассеивающееся в этой же массе газа: $h_r = q_r$ (h и q – удельные величины, отнесенные к единице массы газа).

В качестве предельного, идеального рабочего процесса ТК рассматривается процесс, при котором отсутствует внешний теплообмен, а газ не имеет вязкости. То есть, при его движении сопротивления не возникает. Процесс изменения параметров невязкого газа при отсутствии внешнего теплообмена ($q_{вн} = 0$, $q_r = 0$) является **изоэнтропным**: энтропия газа постоянна $s = \text{const}$. Энтропия есть характеристика термодинамического процесса, определяемая уравнением:

$$ds = \frac{dq}{T}, \quad dq = dq_{вн} + dq_r.$$

При изоэнтропном процессе (в технической литературе такой процесс обычно именуется **адиабатным**, что неточно, но общепринято) $dq_{вн} = 0$, $dq_r = 0$.

Изменение параметров газа при изоэнтропном (адиабатном) процессе подчиняется зависимости – **уравнению изоэнтропного процесса**:

$$pv^k = p/\rho^k = \text{const},$$

где $k = c_p/c_v$ – показатель изоэнтропы (адиабаты).

Адиабатный процесс является **обратимым**, т.е. при сжатии и последующем расширении газ возвращается в исходное состояние p_1 , T_1 , s_1 . На диаграмме i - s (рис.8) процесс адиабатного сжатия или расширения изображается прямой 1-2_{ад}, параллельной оси i . Сжатие из точки с параметрами p_1, T_1 идет с ростом температуры, так как механическая работа сжатия, сообщаемая газу, повышает его теплосодержание (см. уравнение энергии в потоке газа ниже). Процесс адиабатного расширения идет в обратном порядке.

В действительности, в турбокомпрессорах процесс сжатия требует большей затраты работы, чем при адиабатном сжатии, так как эта работа частично расходуется на преодоление сопротивления движению газа. Эта часть работы преобразуется в тепло, при этом увеличивается температура газа – $dq_r > 0$. По сравнению с адиабатным процессом, при одинаковом повышении давления в реальном процессе сжатия, называемом

политропным, температура газа больше, а энтропия газа возрастает на величину $\int_1^2 dh_r / T$.

На i - s -диаграмме реальный политропный процесс сжатия изображается линией, отклоняющейся вправо от линии адиабаты в сторону роста энтропии – линия 1-2.

При одинаковом повышении давления из-за большего роста температур увеличение плотности ρ (или уменьшение удельного объема v) меньше, чем при адиабатном процессе. По аналогии с уравнением адиабатного процесса связь между p и v принято описывать уравнением вида

$$pv^n = p/\rho^n = \text{const},$$

называемым **уравнением политропного процесса**. Показатель процесса при $h_r = q_r > 0$ больше показателя адиабаты: $n > k$. Это различие тем сильнее, чем большими потерями механической работы на преодоление сопротивления сопровождается рабочий процесс.

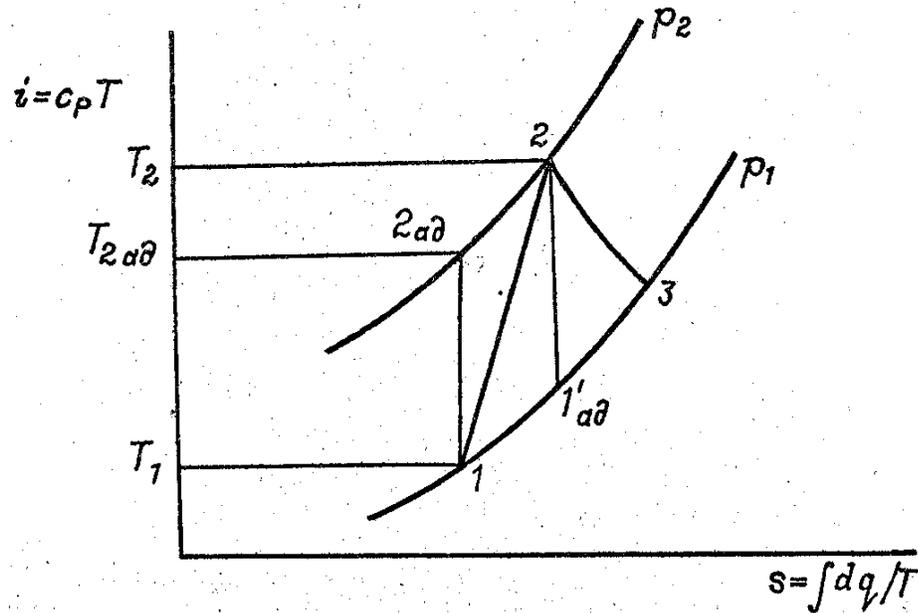


Рис.8. Изображение адиабатного ($h_r = 0, q_{вн} = 0$) и политропного ($h_r > 0, q_{вн} = 0$) процессов сжатия и расширения: 1-2_{ад} – процесс адиабатного сжатия и расширения; линия 1-2 – процесс политропного сжатия; линия 2-3 – процесс политропного расширения

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. То есть, величина показателя политропы n в уравнении процесса есть величина переменная. Однако, для удобства расчетов ее принимают за постоянную, соответствующую среднему значению на пути движения газа. Это среднее значение n должно обеспечивать окончание линии расчетного политропного процесса $p v^n = \text{const}$ в точке 2 (рис.8), где линия 1-2 изображает действительный политропный процесс с переменным значением n .

При расширении газа – снижении давления – процесс идет так, как на рис.8 показывает линия 2-3, отклоняясь от адиабатного в сторону увеличения энтропии, так как $h_r > 0$. Показатель реального процесса расширения $n < k$.

4. Уравнение энергии в потоке газа является одной из форм закона сохранения энергии и приведено в удельных единицах, т.е. относящихся к единице массы газа

$$i_1 + 0,5c_1^2 + h_1 + q_{вн} = i_2 + 0,5c_2^2,$$

из которого следует, что сумма **теплосодержания** газа (энтальпии) $i = c_p T$ и кинетической энергии $0,5c^2$ при движении газа может измениться только в результате подвода (отвода) внешней механической работы h_1 (внутренний напор) и внешнего тепла $q_{вн}$.

Сумма $i + 0,5c^2 = i^*$ – **энтальпия торможения** однозначно определяет энергию единицы массы газа. Используя эту величину, представим уравнение энергии в таком виде:

$$h_1 + q_{вн} = i_2^* - i_1^* = c_p(T_2^* - T_1^*),$$

где h_i – **внутренний напор** – механическая работа, передаваемая единице массы газа при его прохождении через рабочее колесо; $T^* = i^*/c_p = T + 0.5c^2/c_p$ – **температура торможения**.

Термины «**параметры торможения**» или «**заторможенные параметры**», «**полные параметры**» связаны с тем, что значения i^* или T^* газа, движущегося со скоростью «с» имели бы место при его торможении до нулевой скорости при отсутствии внешнего теплообмена и подвода (отвода) механической работы. Так как теплообмен в турбомашине обычно пренебрежимо мал ($h_i \gg q_{вн}$), последнее уравнение используют, а частности, для экспериментального определения внутреннего напора h_i , по разности заторможенных температур. Измерение T^* производится с помощью термозондов полного торможения [2], либо в таких участках ПЧ, где в силу малости скоростей $T^* \approx T$.

Следует учитывать, что мощность на валу приводного двигателя («эффективная») N_e всегда несколько больше мощности, передаваемой газу. Большая часть мощности приводного двигателя $N_i = \bar{m} h_i$ («внутренняя») передается рабочим колесам и далее – сжимаемому газу, но из-за механических потерь часть мощности двигателя расходуется также и на преодоление механических сопротивлений $N_{мех}$ (трение в подшипниках, а также в повышающей зубчатой передаче и контактных или масляных уплотнениях вала в случае их использования):

$$N_e = N_i + N_{мех}.$$

Доля механических потерь определяется механическим КПД:

$$\eta_{мех} = N_i/N_e = 0.99 \dots 0.92 \text{ (до 0.85 в некоторых случаях).}$$

Низшие значения характерны для компрессоров с большими потерями в повышающей передаче и в контактных или масляных уплотнениях.

5. Уравнение Бернулли является другой формой закона сохранения энергии и также представлено в удельных величинах, напорах:

$$h_i = h_n + h_d + h_r,$$

где:

$$h_n = \int_1^2 v dp = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \text{политропный напор} - \text{работа, необходимая для}$$

повышения давления (сжатия) и перемещения единицы массы газа из области с давлением p_1 в область с давлением p_2 ;

$h_d = 0.5(c_2^2 - c_1^2)$ – **динамический напор** – изменение кинетической энергии единицы массы газа при прохождении между контрольными сечениями «1» и «2»;

h_r – механическая работа, необходимая для преодоления сопротивления движению единицы массы газа в ПЧ между сечениями «1» и «2».

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

Если изменение плотности в процессе движения газа незначительно, то

$$h_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho}; \quad h_i = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + 0,5(c_2^2 - c_1^2) + h_r,$$

или

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

где $p^* = p + 0,5\rho c^2$ – давление торможения, т.е. такое давление, которое имел бы газ, движущийся со скоростью «с» при его полной остановке при отсутствии потерь и подвода механической работы.

Приведенные выше уравнения можно использовать для качественного анализа применительно к сжимаемому газу. В этом случае значение плотности ρ есть некоторое среднее значение в процессе движения газа между сечениями «1» и «2».

Если уравнение Бернулли используется применительно к неподвижным каналам (диффузоры и направляющие аппараты, входные и выходные элементы ТК), то

$$h_n + h_d + h_r = 0,$$

или $\Delta p^*/\rho = -h_r$, т.е. в таких каналах давление может возрасти за счет снижения скорости, а сопротивление преодолевается за счет снижения полного давления.

6. Уравнение Эйлера («основное уравнение турбомашин»). Лопатки рабочего колеса ТК передают газу механическую работу, удельная величина которой называется теоретическим напором h_T . Величина h_T определяется уравнением Эйлера, или основным уравнением турбомашин (оно применимо также и к турбинам)

$$h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1.$$

Это уравнение справедливо для установившегося течения и является следствием теоремы об изменении момента количества движения. Приведем ее словесную формулировку: **«Механическая работа, передаваемая единице массы газа рабочим колесом турбокомпрессора, равна произведению окружной составляющей абсолютной скорости газа на окружную скорость на выходе из лопаток колеса за вычетом такого же произведения перед входом на лопатки колеса».**

Уравнение Эйлера описывает единственно возможный механизм передачи потоку газа механической энергии, развиваемой двигателем. При этом не имеет значения, создается приращение величины $c_u u$ за счет отклонения потока движущимися лопатками под действием разности давлений на их передней и задней поверхности, или создание закрутки обеспечивается касательными напряжениями на поверхности вращающегося диска, например, наружными поверхностями дисков у рабочего колеса ПЦК (см. рис.6-а). Однако условно теоретическим напором считают ту часть работы, которая передается лопатками РК массовому расходу \bar{m} , проходящему через ступень.

Полная удельная механическая работа h_i , сообщаемая колесом газу, включает в себя h_T как основную или единственную часть, т.е. в общем случае h_i несколько больше, чем h_T

или равна ему: $h_i \geq h_T$. Подробнее связь между h_i и h_T рассмотрена в следующем подразделе. Отметим только, что точное определение h_T наиболее важно при определении полной работы, сообщаемой газу.

Для расчета h_T по уравнению Эйлера достаточно знания составляющих абсолютных скоростей c_{u1} и c_{u2} , так как окружные скорости должны быть известны из условий задачи. Определение скоростей и их составляющих производится из так называемых треугольников скоростей [4, 5].

2.2. Изменение параметров газа в проточной части идеального турбокомпрессора

Рассмотрим воображаемый идеальный компрессор, в котором сопротивления движению газа и внешний теплообмен отсутствуют, т.е. величины h_T и $q_{вн}$ равны нулю. Характер изменения параметров газа в проточной части анализируется на примере центробежного двухступенчатого компрессора (см. рис.7).

Как мы это делали выше в п.1.2, проточную часть турбомашин делят на отдельные элементы воображаемыми контрольными поверхностями, перпендикулярными меридиональной скорости $\bar{c}_m = \bar{c}_r + \bar{c}_z$.

При инженерных расчетах параметры потока обычно рассчитывают не по всей проточной части, а только в контрольных сечениях. Этого достаточно для определения основных размеров компрессора при его проектировании, или для расчета производительности и давления нагнетания существующей машины.

Пусть в сечении N , проходящем по плоскости всасывающего патрубка, заданы заторможенные параметры газа p_n^* и T_n^* , массовый расход \bar{m} , известны также показатель адиабаты k и газовая постоянная R . Тогда статические параметры p_n и T_n в этом сечении могут быть рассчитаны либо с использованием так называемых газодинамических функций (в данном случае функции плотности тока), либо итерационно.

Итерационный способ выглядит следующим образом. Считаем приближенно $\rho_n \approx \frac{p_n^*}{RT_n^*}$, определяем $c_n = \frac{\bar{m}}{\rho_n f_n}$, рассчитываем температуру $T_n = T_n^* - \frac{c_n^2}{2c_p}$, затем статическое давление по уравнению адиабатного процесса (переход от заторможенных к статическим параметрам и обратно по условию является адиабатным, поэтому приводимый расчет применим и к реальному компрессору)

$$p_n = p_n^* \left(T_n / T_n^* \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

При использовании электронного калькулятора этот расчет отнимает немного времени, а для практических расчетов более двух итераций не требуется: по рассчитанным p_n и T_n определяются уточненное значение ρ_n , и т.д.

Другой способ расчёта параметров потока в сечении позволяет избежать выполнения нескольких итераций, но для этого необходимо иметь таблицу газодинамических функций. По известному массовому расходу и площади сечения находится функция плотности тока

$$q = \frac{\bar{m}}{\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \left(\frac{p_H^*}{\sqrt{T_H^*}}\right)^2}} f_H.$$

Плотность тока связана с безразмерной скоростью λ соотношением

$$q = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Приведённая формула не позволяет в явном виде записать выражение для λ , поэтому необходимо воспользоваться таблицей газодинамических функций. По известному значению плотности тока q находим по таблице соответствующее значение λ , откуда находим скорость в сечении

$$c_H = \lambda_H \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_H^*}.$$

После нахождения скорости c_H расчёт выполняется либо по ранее приведённым формулам, либо по газодинамическим функциям температуры τ и давления π , взятым из таблицы газодинамических функций или рассчитанным по формулам

$$\tau = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2,$$

$$\pi = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Для ясности представим результаты анализа в графическом виде (рис.9). По оси ординат будут отложены значения давлений, температур и скоростей в контрольных сечениях, а вдоль оси абсцисс на условном расстоянии – обозначения контрольных сечений.

Входной патрубок компрессора ограничен сечениями Н и 0. Он служит для подвода газа к колесу первой ступени. Его форма может быть различной в зависимости от конструкции компрессора и компоновки всей установки в целом. Однако, во всех случаях входной патрубок является конфузуром – каналом, в котором скорость газа увеличивается от относительно небольшой скорости в подводящем трубопроводе до довольно значительной скорости на входе в РК. Дело в том, что турбокомпрессоры характеризуются очень высокими скоростями движения газа, имея за счет этого большую объемную производительность и напор:

$$\bar{V} = c_m f, \quad h_T = c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1.$$

Чем больше окружная скорость ротора, тем больше скорости движения газа в проточной части. Величина расходной скорости c_m характеризуется коэффициентом расхода $\varphi = c_m/u$, где $u = \omega r$ – характерная окружная скорость. У центробежного компрессора (ЦК) характерная скорость $u_2 = \omega r_2$ – скорость на периферии рабочего колеса. У осевого компрессора (ОК) она обычно принимается среднеарифметической или среднеквадратичной по высоте лопатки.

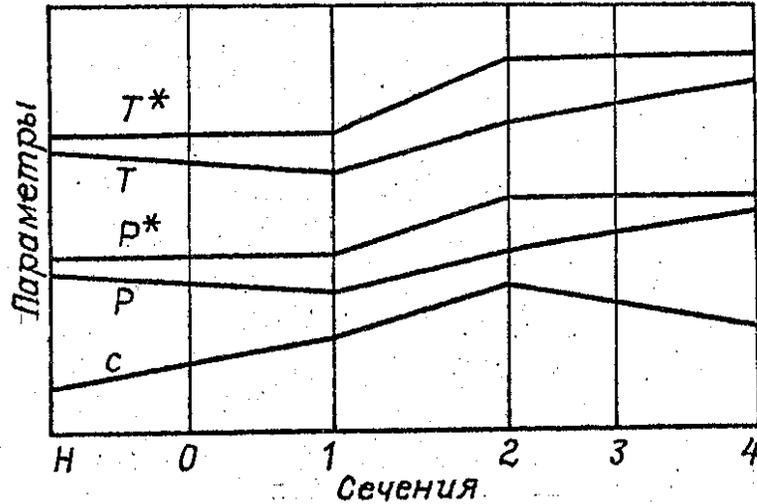


Рис.9. Изменение параметров потока в проточной части ЦК по характерным сечениям

В сечении 0 на расчетном режиме в среднем у ЦК $\varphi_0 = c_0/u_2 = 0.2 \div 0.3$, у ОК $\varphi_0 = c_0/u = 0.4 \div 0.7$. При окружных скоростях $u_2 \approx 200 \div 350$ м/с у промышленных компрессоров и $320 \div 600$ м/с у транспортных, скорость c_0 достигает обычно значений $70 \div 200$ м/с. Большая кинетическая энергия приводит к большим потерям:

$$h_w = \zeta \cdot c^2/2,$$

где ζ – безразмерный коэффициент потерь. Эта зависимость следует из соображений размерности и широко используется в инженерных расчетах самых разнообразных течений, в том числе и в турбомашинах.

В практике турбокомпрессоров аэродинамическое совершенство различных элементов проточной части характеризуют коэффициентом полезного действия (КПД) η или коэффициентом потерь ζ – в зависимости от того, что является более удобным (η и ζ вполне определённым образом связаны между собой).

Во всяком случае, из зависимости $h_w = \zeta \cdot c^2/2$ следует общее правило: **для повышения эффективности турбокомпрессора везде, где возможно, следует иметь как можно меньшие скорости движения газа.**

Именно поэтому скорость c_H принимают равной около $0.3 - 0.4$ от c_0 , для чего входной патрубков делают конфузурным.

Итак, рассмотрим изменение параметров газа от сечения Н к сечению 0. Из уравнения энергии $h_1 + q_{вн} = c_p(T_0^* - T_H^*)$, $q_{вн} = 0$, примененного к этим сечениям, следует постоянство

заторможенной температуры $T^* = T_n^* = T_0^*$ во входном патрубке **и вообще в любом неподвижном элементе проточной части любой турбомашинны.**

Удельная механическая работа h_i может подводиться к газу только в роторе, что следует из основного уравнения турбомашин $h_i = (1 + \beta_{пр} + \beta_{тр}) h_T$, где $h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1$, а безразмерные коэффициенты $\beta_{пр}$ и $\beta_{тр}$ учитывают дополнительный подвод механической энергии к газу за счет трения наружных поверхностей дисков и из-за протечек в уплотнении покрывающего диска [6]. То есть, если элемент проточной части не вращается, т.е. отсутствует окружная скорость $u = \omega r$, то не может быть и подвода механической работы: $h_i = 0$. Внешним же теплообменом $q_{вн}$ в проточной части турбокомпрессоров пренебрегают.

Характер изменения статической температуры определяется характером изменения заторможенной температуры и скорости газа:

$$T = T^* - \frac{c^2}{2c_p}$$

Так как $T^* = \text{const}$, а скорость в патрубке возрастает, то статическая температура в патрубке уменьшается, иногда довольно заметно.

Пример. Пусть у воздушного ЦК в сечении Н скорость равна 30 м/с, а в сечении 0 равна 100 м/с. Тогда

$$T^* = T_0 + c_0^2/2c_p = T_n + c_n^2/2c_p,$$

откуда:

$$\Delta T = T_0 - T_n = (c_n^2 - c_0^2)/2c_p = (30^2 - 100^2)/2010 = -4,5 \text{ K}$$

У ОК при $c_n = 40$ м/с и $c_0 = 200$ м/с

$$\Delta T = (40^2 - 200^2)/2010 = -19,1 \text{ K}.$$

Отметим, что подобный показанному на рис.9 характер изменения температуры T имеет место в любом неподвижном конфузормном канале при отсутствии теплообмена.

Для анализа изменения давления обратимся к уравнению Бернулли. Для идеального компрессора при отсутствии потерь запишем его для сечений Н и 0 через заторможенные и статические параметры, вводя для качественного анализа среднюю плотность $\rho_{ср}$:

$$h_i = (p_0^* - p_n^*)/\rho_{ср} = 0,$$

$$h_i = (p_0 - p_n)/\rho_{ср} + 0,5(c_0^2 - c_n^2) = 0.$$

Из первого уравнения следует постоянство заторможенного давления в любом (конфузормном или диффузормном) неподвижном канале при движении с отсутствием сопротивления (рис.9).

Статическое давление в конфузоре уменьшается, так как статический напор преобразуется в динамический

$$p_0 = p_n - 0,5\rho_{ср}(c_0^2 - c_n^2).$$

Пример. Пусть у рассмотренного выше ЦК в сечении H параметры соответствуют атмосферным: $p_n = 0,1 \text{ МПа}$, $T_n = 293 \text{ К}$.

Принимая приближенно $\rho_{cp} \approx \rho_n = \frac{p_n}{RT_n} = \frac{10^5}{287 \cdot 293} = 1,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, определяем разность статических давлений:

$$\Delta p = p_0 - p_n = 0,5 \rho_{cp} (c_0^2 - c_n^2) = 0,5 \cdot 1,18 \cdot (100^2 - 30^2) = -0,0054 \text{ МПа},$$

т.е. Δp составляет примерно 5,5% от начального давления p_n .

В неподвижном конфузоре рост кинетической энергии потока может быть получен только за счет отрицательного политропного напора – статическое давление газа уменьшается, как того требует закон сохранения энергии.

У рассмотренного выше ОК при тех же условиях на входе

$$\Delta p = 0,5 \cdot 1,18 \cdot (40^2 - 200^2) = -0,0224 \text{ МПа},$$

т.е. давление уменьшается на 22,4% от начального давления p_n , что является значительным разрежением. У транспортных ОК скорости c_0 могут быть еще большие, разрежение сильнее, поэтому падение давления и температуры существенно влияет на плотность.

Приведенный пример расчета имеет сугубо ориентировочный характер, так как величина ρ_{cp} определяется приближенно. Такие расчеты допустимы применительно к гидравлическим турбомашинам или газовым турбомашинам при малых скоростях рабочего тела. Способ точного определения параметров будет рассмотрен нами ниже.

Следующий элемент проточной части, ограниченный сечениями 0 и 1, – это часть рабочего колеса: осесимметричный криволинейный канал, направляющий поток в радиальном направлении и подводящий его к лопаткам. В этом элементе обычно скорость увеличивается или уменьшается на 5 – 10%, а в идеальном компрессоре $h_i = 0$, так как газ еще не взаимодействует с лопатками, а трение отсутствует. В реальном компрессоре вращающиеся поверхности канала из-за вязкости несколько закручивают газ, т.е. сообщают ему некоторую долю напора h_i , которая очень мала.

Если считать канал 0-1 конфузорм, то характер изменения параметров в нем такой же, как во входном патрубке (см. рис.9). Если этот канал выполняют диффузорным, то изменение параметров носит противоположный характер (о диффузорах см. ниже).

Подвод механической энергии, эквивалентный напору h_T , осуществляется лопатками рабочего колеса между сечениями 1 и 2 (у идеального компрессора $h_i = h_T$, так как все виды потерь отсутствуют, поэтому $\beta_{тр} = 0$ и $\beta_{пр} = 0$). Из уравнения энергии следует, что в лопаточном аппарате колеса возрастает заторможенная температура

$$T_2^* = T_1^* + h_i/c_p$$

и заторможенное давление

$$p_2^* = p_1^* + \rho_{cp} h_i.$$

Изменение статического давления равно произведению политропного напора на плотность

$$h_n = (p_2 - p_1)/\rho_{cp} = h_i - h_d,$$

откуда

$$p_2 = p_1 + \rho_{cp}(h_i - (c_2^2 - c_1^2)/2).$$

Как было показано выше в разделе 1.2, часть подведенной работы (50 – 70%) идет на сжатие газа в колесе, а остальное – на увеличение кинетической энергии. В РК возрастают статическое давление p и скорость c (см. рис.9).

При росте статического давления имеет место и рост статической температуры. В данном случае (компрессор идеальный) процесс адиабатический:

$$T_2 = T_1(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}$$

Пример. Для подсчета удельной работы, сообщаемой газу в РК, часто используется безразмерный коэффициент напора $\psi = \frac{h}{u^2}$, где u - характерная скорость, та же, что и у рассмотренного выше коэффициента расхода. Пусть у рассмотренного выше ЦК окружная скорость на выходе из рабочего колеса равна $u_2 = 300$ м/с, а коэффициент напора $\psi_i = \psi_T = 0,65$. Примем у сопоставляемого ОК величину окружной скорости на периферии лопаток $u_n = 350$ м/с, скорость на среднем расчетном радиусе для первой ступени $u \approx 0,75 u_n$ и равна 260 м/с и $\psi_T = 0,5$.

Внутренний напор:

ЦК: $h_i = \psi_i u_2^2 = 0,65 \cdot 300^2 = 5,85 \cdot 10^4$ Дж/кг,

ОК: $h_T = \psi_T u^2 = 0,5 \cdot 260^2 = 3,38 \cdot 10^4$ Дж/кг.

Приращение заторможенной температуры:

ЦК: $\Delta T^* = h_i/c_p = 5,85 \cdot 10^4/1005 = 58,2$ К,

ОК: $\Delta T^* = h_T/c_p = 3,38 \cdot 10^4/1005 = 33,6$ К.

При заданном значении $\Omega_T = \frac{h_n}{h_T}$ (Ω_T – степень реактивности колеса – отношение

политропного напора в колесе ко всему подведенному напору) можно определить повышение статического давления в колесе.

Пусть $\Omega_T = 0,7$ и для центробежной и для осевой ступеней (обычно $\Omega_T = 0,5 - 1$ в зависимости от типа колеса и режима работы).

Тогда политропный напор равен:

ЦК: $h_n = \Omega_T h_i = 0,7 \cdot 5,85 \cdot 10^4 = 4,1 \cdot 10^4$ Дж/кг,

ОК: $h_n = \Omega_T h_T = 0,7 \cdot 3,38 \cdot 10^4 = 2,37 \cdot 10^4$ Дж/кг

Отношение давлений из уравнения для политропной работы (в данном случае процесс адиабатный):

$$h_n = h_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

откуда

$$\pi = \left[1 + \frac{(k-1)h_n}{kRT_1} \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

или для воздуха при $k=1.4$ и $R=287$ Дж/(кг·К) и с учётом соотношения $\frac{k}{k-1}R = c_p$:

$$\pi = (1 + h_n / 1005T_1)^{3,5}.$$

Таким образом:

$$\text{для ЦК: } \Pi = (1 + (4,1 \cdot 10^4) / 1005 \cdot 288,5)^{3,5} = 1,59,$$

$$\text{для ОК: } \Pi = (1 + 2,37 \cdot 10^4 / 1005 \cdot 274)^{3,5} = 1,335.$$

Давление за колесом:

$$\text{ЦК: } p_2 = p_1 \pi = 0,0946 \cdot 1,59 = 0,15 \text{ МПа},$$

$$\text{ОК: } p_2 = p_1 \pi = 0,0776 \cdot 1,335 = 0,1035 \text{ МПа}$$

Значения температур и давлений $p_1 \approx p_0 = p_n - \Delta p$ взяты из примера расчета входного патрубка. Обратим внимание на то, что статическое давление за РК осевой ступени всего лишь на 3.5% больше давления перед входным патрубком. Это следствие большого уровня кинетической энергии газа в проточной части осевой ступени. Для получения нужного повышения давления кинетическую энергию за РК нужно преобразовать в давление сначала в направляющем аппарате, а затем в диффузорном выходном патрубке.

Заторможенное давление определяется аналогично статическому, но еще проще, так как в колесе идеального компрессора весь напор идет на повышение заторможенного давления p^* , а в расчетное уравнение входит заторможенная температура

$$\pi^* = p_2^* / p_1^* = (1 + h_n^* / c_p T_1^*)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Таким образом, для расчетов не требуется знание степени реактивности Ω_T или статической температуры на входе (величина не задана, а рассчитывается). **Расчеты проточной части по заторможенным параметрам проще, чем по статическим и широко применяются.**

Пример:

$$\text{У ЦК: } \pi^* = (1 + 5,85 \cdot 10^4 / 1005 \cdot 293)^{3,5} = 1,89.$$

$$\text{У ОК: } \pi^* = (1 + 3,38 \cdot 10^4 / 1005 \cdot 293)^{3,5} = 1,46.$$

Для определения скорости c_2 , достаточно знание определенных выше величин. Из уравнения связи статических и заторможенных параметров получаем:

$$T_2 = T_2^* (p_2^* / p_2)^{\frac{k-1}{k}},$$

$$c_2 = [2c_p(T_2^* - T_2)]^{0,5}.$$

Пример:

$$\text{У ЦК: } T_2 = (293 + 58,2) \left(\frac{0,1 \cdot 1,89}{0,15} \right)^{-0,286} = 328,7 \text{ К},$$

$$c_2 = [2 \cdot 1005(351,2 - 328,7)]^{0,5} = 212,5 \text{ м/с}.$$

$$\begin{aligned}
 \text{У ОК: } T_2 &= (293 + 33,6) \left(\frac{0,1 \cdot 1,46}{0,1035} \right)^{-0,286} = 296 \text{ К}, \\
 c_2 &= [2 \cdot 1005 (326,6 - 296,0)]^{0,5} = 248,0 \text{ м/с}.
 \end{aligned}$$

Обратим внимание на высокий уровень скорости у ОК, несмотря на меньший напор. Это следствие большого коэффициента расхода.

Замечание. При обычном газодинамическом расчете скорости на выходе из РК определяют расчетом треугольников скоростей. Приведенный выше расчет не типичен. Его цель – дать информацию о возможных численных значениях давлений, температур и скоростей.

2.3. Политропный КПД, коэффициент потерь, степень реактивности

Прежде чем перейти к рассмотрению параметров потока в реальном компрессоре, введем понятие о двух безразмерных коэффициентах: КПД и коэффициенте потерь.

Известно, что точный теоретический расчет потерь в проточной части турбомашин, особенно турбокомпрессоров невозможен. В этой части (т.е. в части определения потерь) теория ТК носит в основном экспериментальный характер. Поэтому для обобщения опытных данных и расчета ТК нужны безразмерные коэффициенты, экспериментально определенные и обобщенные численные значения которых дают возможность рассчитать вновь проектируемые машины. Вторая функция КПД и коэффициента потерь – сравнение экономичности разных компрессоров, ступеней или элементов ступеней, выбор лучших вариантов.

В практике турбокомпрессоров широко применяют несколько разновидностей КПД. Выбор конкретного вида КПД должен соответствовать решаемой задаче [2].

Ниже рассмотрен так называемый **политропный КПД по статическим параметрам**. Его преимущество в том, что он однозначно определяет долю потеряннного напора в общем балансе энергии и позволяет легко рассчитать статические давления и температуры, что необходимо для определения плотности газа в контрольных сечениях. У других КПД есть свои достоинства или особенности, определяющие их область применения*.

Уравнение Бернулли в форме, применимой для рабочего колеса, ступени или компрессора в целом:

$$h_i = h_n + h_d + h_r.$$

Если мысленно двигаться вместе с газом по проточной части, то можно зафиксировать изменение давления и температуры газа – то есть, наблюдатель фиксирует политропный процесс совершения сжатия и перемещения газа из области низкого в область высокого давления. Так как часть подводимой механической работы тратится на изменение абсолютной скорости потока, на создание политропного напора и на преодоление сопротивлений тратится разность внутреннего и динамического напоров:

* Известны и неудачные, неоправданные и физически необоснованные примеры использования разных видов КПД. Например, в настоящее время не оправдано применение так называемого **адиабатного КПД**, применение которого облегчало расчеты во времена отсутствия карманной вычислительной техники (до середины 70-х годов прошлого века).

$$h_i - h_d = h_n + h_r.$$

Как и полагается, в числителе КПД стоит полезная работа, в данном случае h_n , в знаменателе – затраченная:

$$\eta_n = h_n / (h_i - h_d) = (h_i - h_d - h_r) / (h_i - h_d) = 1 - h_r / (h_i - h_d).$$

Величина η_n для тщательно спроектированных рабочих колес ЦК и ОК на расчетном режиме может достигать 0.9 – 0.91 и 0.93 – 0.95 соответственно.

Как отмечалось, величину h_r определяют с помощью коэффициента потерь $h_r = \zeta \cdot 0.5c^2$, где c – некоторая характерная скорость. Оценивать эффективность ступени или компрессора в целом с помощью коэффициента потерь не принято, его применяют для отдельных элементов проточной части. Коэффициент потерь принято считать по максимальной скорости в канале. Для диффузорных каналов максимальной скоростью является скорость на входе, для конфузорных – на выходе. Колеса ТК – диффузорные, поэтому у них потери считаются так $h_r = \zeta_{рк} 0.5w_1^2$, где w_1 – скорость на входе в лопаточный аппарат колеса.

Связь между $\eta_{прк}$ и $\zeta_{рк}$:

$$\eta_{прк} = 1 - \frac{h_r}{h_i - h_d} = 1 - \frac{\zeta_{рк} \cdot 0.5w_1^2}{\psi_i u_2^2 - 0.5(c_2^2 - c_1^2)},$$

или

$$\eta_{прк} = 1 - \frac{\zeta_{рк} \bar{w}_1^2}{2\psi_i - (\bar{c}_2^2 - \bar{c}_1^2)}.$$

В приведенной формуле и далее надстрочная черта означает, что величина скорости потока отнесена к окружной скорости u_2 .

Для оценки доли внутреннего напора h_i , использованной на повышение давления и преодоление сопротивления движению газа в рабочем колесе, используют безразмерный коэффициент, называемый степенью реактивности:

$$\Omega = \frac{h_n + h_r}{h_i} = \frac{h_i - h_d}{h_i} = 1 - \frac{\bar{c}_2^2 - \bar{c}_1^2}{2\psi_i}.$$

С учетом полученного значения Ω политропный КПД колеса можно представить в виде:

$$\eta_{прк} = 1 - \frac{\zeta_{рк} \bar{w}_1^2}{2\psi_i \Omega}.$$

Статический политропный КПД по своей структуре точно отражает долю работы, затраченной на сжатие и перемещение газа. Поэтому он определяет и показатель

политропного процесса n . В i - s -диаграмме процесс сжатия выражается линией, отклоняющейся вправо от вертикали адиабатного процесса (рис.8).

В идеальном компрессоре процесс изоэнтропный $ds = dq/T = 0$. В реальном компрессоре часть механической энергии идет на его преодоление и рассеивается в газе в виде тепла $-dq > 0$. Таким образом, энтропия возрастает $-ds > 0$ – и кривая процесса отклоняется вправо от изоэнтропы.

Процесс реального сжатия идет при температурах, больших, чем при тех же давлениях в изоэнтропном (адиабатном) процессе. Работа сжатия с учетом потерь равна изменению энтальпии газа:

$$h_i - h_d = c_p(T_2 - T_1),$$

а так как

$$c_p = \frac{k}{k-1}R,$$

$$h_i - h_d = \frac{k}{k-1}RT_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{k}{k-1}RT_1 \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right).$$

Отсюда, имея в виду, что

$$h_n = \frac{n}{n-1}RT_1(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1)$$

и

$$\eta_n = \frac{h_n}{h_i - h_d} = \frac{n}{n-1} / \frac{k}{k-1}$$

получаем соотношение

$$\frac{n}{n-1} = \eta_n \frac{k}{k-1},$$

или

$$n = \frac{k}{k - \frac{k-1}{\eta_n}}.$$

Итак, **показатель реального процесса сжатия больше показателя изоэнтропы (идеальный компрессор) и отличается тем сильнее, чем ниже политропный КПД.** Физический смысл этого факта очевиден: температура газа в реальном компрессоре больше, чем в идеальном, из-за рассеивающегося в газе тепла трения. Более горячий газ более упруг и для его сжатия требуется большая механическая работа. Напомним, что в уравнении для расчета политропного напора абсолютная начальная температура газа входит в качестве сомножителя. То есть, политропная работа пропорциональна температуре газа.

Приведенные выше соображения справедливы и в отношении КПД неподвижных диффузоров, где $h_i = 0$. В этом случае затраченной работой является динамический напор, который весь был бы преобразован в политропный в идеальном диффузоре. Принимая в уравнении Бернулли $h_r = 0$, получаем:

$$\eta_{\text{пдиф}} = 1 - \frac{h_{\text{вдиф}}}{-h_{\text{д}}} = 1 - \frac{\zeta_{\text{диф}} c_1^2}{c_1^2 - c_2^2} = 1 - \frac{\zeta_{\text{диф}}}{1 - \dot{c}_{\text{диф}}^2},$$

где $\dot{c}_{\text{диф}} = c_2 / c_1$ – замедление потока в диффузоре.

Итак, для расчета показателя процесса течения в некотором элементе с потерями напора ($h_r > 0$, $q_{\text{вн}} = 0$) необходимо знать коэффициент потерь элемента и соотношение скоростей в этом элементе.

Во входном патрубке и некоторых других элементах в результате ускорения газа снижается давление. Это следует из уравнения Бернулли

$$h_i = h_{\text{п}} + h_{\text{д}} + h_r = \int_1^2 v dp + 0.5(c_2^2 - c_1^2) + h_r = 0,$$

$$h_{\text{п}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_{\text{ср}}} = 0.5(c_1^2 - c_2^2) - h_r < 0 \text{ при } c_2 > c_1, p_2 < p_1,$$

т.е. политропный напор отрицателен.

Из уравнения процесса $p_1 v_1^n = p v^n = \text{const}$:

$$v = v_1 (p_1/p)^{1/n},$$

$$h_{\text{п}} = \int_1^2 v dp = p_1^{1/n} v_1 \int_1^2 p^{-1/n} dp = \frac{n}{n-1} p_1^{1/n} v_1 \left(p_2^{\frac{n-1}{n}} - p_1^{\frac{n-1}{n}} \right),$$

откуда вынося за скобки и обозначая $p_1/p_2 = \pi > 1$

$$h_{\text{п}} = -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(-\pi^{\frac{n-1}{n}} + 1 \right) = -\frac{n}{n-1} R T_1 \left(1 - \pi^{\frac{n-1}{n}} \right)$$

или

$$h_{\text{п}} = -\frac{n}{n-1} R (T_1 - T_2).$$

Сопоставляя уравнения Бернулли и энергии в потоке газа ($q_{\text{вн}} = 0$)

$$h_i = h_{\text{п}} + h_{\text{д}} + h_r \text{ и } h_i = i_2 - i_1 + h_{\text{д}},$$

имеем

$$i_2 - i_1 = c_p (T_2 - T_1) = h_{\text{п}} + h_r,$$

или для нашего случая:

$$c_p (T_2 - T_1) = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1) + h_r.$$

Так как $c_p = \frac{k}{k-1} R$, то

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

Отсюда следует соотношение для определения показателя процесса для конфузорных течений, который нужен для расчета параметров потока

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

Отметим, что при выводе соотношения использовалось условие $q_{\text{вн}} = 0$, т.е. оно справедливо для конфузорных течений с пренебрежимо малым внешним теплообменом. В то же время условие $h_i = 0$ при выводе не использовалось, т.е. это соотношение пригодно для расчетов течений и в неподвижных конфузорных каналах и в рабочих колесах с конфузорными течениями (это характерно для турбин).

Для удобства, расчетов, наглядности анализа и обобщения экспериментальных данных, наконец, по причине поучительности такого подхода для изучающих теорию турбомашин, везде, где возможно, предпочтительно использование безразмерных соотношений. Тогда вместо соотношений для напоров, температур и скоростей мы получим соотношения для ряда безразмерных комплексов, которые мы ниже будем классифицировать как **числа** и **критерии** подобия. Для рассматриваемого случая преобразуем: $h_w = \zeta 0,5c_2^2$ – конфузорное течение.

$$T^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p} = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} \quad (\text{при } h_i = 0), \quad T_1 - T_2 = \frac{c_2^2}{2c_p} (1 - \dot{c}^2),$$

где $\dot{c} = c_1/c_2$ – отношение скоростей.

Тогда

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} + \zeta \frac{0.5c_2^2 \cdot 2c_p}{Rc_2^2(1-\dot{c}^2)},$$

и так как $c_p = \frac{k}{k-1} R$:

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \left(1 + \frac{\zeta}{1-\dot{c}^2} \right).$$

2.4. Изменение параметров потока в проточной части с учетом потерь

Рассмотрим теперь изменение параметров потока в реальном ТК, т.е. при $h_r > 0$. Влиянием внешнего теплообмена пренебрегаем, т.е. будем считать $q_{\text{вн}} = 0$, как это принято в инженерной практике.

Примем у реального компрессора те же начальные условия, ту же величину подводимой механической работы и те же скорости в контрольных сечениях, что у

рассмотренного в п.2.2 идеального компрессора. Характер изменения параметров представлен также на рис.8.

В уравнение энергии величина потеряннного напора h_r не входит, поэтому изменение заторможенной температуры в идеальном и реальном компрессоре одинаково, а именно:

- в неподвижных элементах она постоянна, а в РК растет на величину $\Delta T^* = h_i/c_p$.

Статическая температура при принятом условии равенства скоростей также совпадает

для реального и идеального компрессора: $T = T^* - \frac{c^2}{2c_p}$.

Таким образом, отличие параметров газа в реальном компрессоре от идеального связано с изменением полного давления:

$$p_2^* = p_1^* + \rho_{cp}(h_i - h_r) = p_{2 \text{ ид}}^* - \rho_{cp}h_r.$$

Так как потери нарастают по длине проточной части, то различие $p_{\text{ид}}^* - p^* = \Delta p_r^*$ тем больше, чем далее от входа в компрессор сопоставляются эти величины.

Общий для всех турбомашин вывод (и для любых других случаев течения):

1. Во всех каналах, где к потоку не подводится механическая энергия, полное давление уменьшается по ходу движения газа. К таким каналам относятся все каналы турбомашин (конфузорные или диффузорные безразлично), кроме межлопаточных каналов рабочих колес ТК.

2. В рабочих колесах ТК полное давление увеличивается за счет внутреннего напора h_i , но на величину меньшую, чем в идеальном компрессоре.

В связи с меньшей величиной p^* статическое давление в реальном ТК также меньше, чем в соответствующем идеальном ТК: $p = p^* - 0.5\rho c^2$ (рис.8).

***Пример.** Используя основные уравнения и понятия, рассмотренные выше, рассчитаем параметры потока во входном патрубке и рабочем колесе центробежного компрессора. Исходные величины взяты из примеров для идеального компрессора – п.2.2.*

Для рассматриваемого ЦК промышленного назначения (рис.7) коэффициент потерь входного патрубка обычно довольно высок, так как его несимметричная форма делает поток на выходе сильно неравномерным (т.е. в сечении θ в разных точках направления и величины скоростей, давлений и температуры неодинаковы). Это ухудшает работу колеса, что учитывается величиной коэффициента потерь входного патрубка. Примем $\zeta_{вп} = 0,25$ и отношение скоростей $\dot{c}_{вп} = c_n / c_0 = 30 / 100 = 0,3$.

Тогда

$$\frac{n}{n-1} = \frac{1,4}{1,4-1} \left(1 + \frac{0,25}{1-0,3^2} \right) = 4,46.$$

При $T_n^ = T_0^* = 293$ К соотношение температур*

$$T_0 / T_n = \frac{293 - 100^2 / 1005}{293 - 30^2 / 1005} = \frac{288}{292,6} = 0,9845.$$

Отсюда находим давление в сечении θ :

$$p_0 = \frac{p_n}{\pi} = p_n \left(\frac{T_0}{T_n} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 0,1 \cdot 0,9845^{4,46} = 0,0933 \text{ МПа}$$

По сравнению с величиной $p_0 = 0,956$ в примере для идеального компрессора оно примерно на 2% меньше за счет потери напора. В сечении 0 соотношение между полным и статическим давлением осталось как у идеального компрессора:

$$\frac{p_0^*}{p_0} = \left(\frac{T_0^*}{T_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_0^*}{p_0} \right)_{ид}$$

Тогда

$$p_0^*/p_0_{ид} = p_0/p_{0ид} = 0,0933/0,0956 = 97,9\%,$$

т.е. потери полного давления в трубке составляют примерно те же 2%, что и потеря статического давления.

При расчете параметров за колесом используем принятые для идеального компрессора повышения температур T^* и T :

$$\Delta T_{0-2}^* = h_i/c_p = 5,85 \cdot 10^4 / 1005 = 58,2 \text{ К},$$

$$\Delta T_{0-2} = \Omega h_i/c_p = 0,585 \cdot 2 = 40,7 \text{ К},$$

чему соответствует $\Delta T_2^* = 351,2 \text{ К}$, $T_2 = 328,7 \text{ К}$, а $c_2 = 121,5 \text{ м/с}$ (см. пример в п.2.2).

Приняв политропный КПД по статическим параметрам $\eta_n = 0,9$, получим

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta_n = 3,5 \cdot 0,9 = 3,15.$$

Давление за РК

$$p_2 = p_0 \left(\frac{T_2}{T_0} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 0,0954 \left(\frac{328,7}{288} \right)^{3,15} = 0,147 \text{ МПа}.$$

Потеря давления по сравнению с идеальным компрессором составила

$$\Delta p_r = 0,150 - 0,147 = 0,003 \text{ МПа}.$$

Полное давление за колесом

$$p_2^* = p_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,147 \left(\frac{351,2}{328,7} \right)^{3,5} = 0,1853 \text{ МПа}.$$

Оно меньше, чем у идеального компрессора на величин

$$\Delta p_2^* = p_{2 \text{ид}}^* - p_2^* = 0,189 - 0,1853 \approx 0,004 \text{ МПа.}$$

Далее по проточной части разница между давлениями газа в идеальном и реальном компрессорах увеличивается в связи с нарастанием потерь в проточной части.

2.5. Охлаждение газа при сжатии. Изотермический КПД компрессора

Из уравнения энергии в потоке газа следует, что при движении в проточной части газ нагревается за счет подвода механической энергии двигателя. Рост температуры делает газ более упругим, то есть, для его сжатия и перемещения требуется больший политропный напор – этот напор пропорционален начальной температуре газа (см. выше). Так как высокая температура сжатого газа на выходе из компрессора не требуется, а иногда нежелательна или недопустима, заманчивым кажется вести процесс сжатия при постоянной температуре. Для этого тепло, эквивалентное подведенной механической работе должно тут же отводиться за счет внешнего теплообмена (уравнение энергии в потоке газа):

$$q_{\text{вн}} = -h_i \text{ при } T_1 = T_2.$$

Подобный процесс сжатия называется **изотермическим** и рассматривается как предельный идеальный процесс для ТК с охлаждением газа при сжатии. Его практическая реализация невозможна по очевидным причинам.

Изотермическая работа сжатия-перемещения равна для совершенного газа:

$$h_{\text{из}} = RT_1 \ln(\pi).$$

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

Цилиндровое охлаждение. Попытка осуществить процесс сжатия, приближающийся к изотермическому, приводит к конструктивному решению, которое называется цилиндровым охлаждением. В корпусе компрессора имеются водяные полости, охлаждающие стенки проточной части. Очевидно, что у ОК площадь охлаждаемых поверхностей совершенно недостаточна для сколько-нибудь заметного теплоотвода. У ЦК цилиндровое охлаждение находило применение на заре их промышленного применения. Тогда тихоходные компрессоры имели большое число ступеней и площадь поверхностей ПЧ была достаточной для теплоотвода, заметно снижающего работу сжатия.

Уменьшение числа ступеней за счет увеличения окружной скорости у современных ЦК и конструктивно-эксплуатационные недостатки (сложность конструкции корпусных деталей, трудоемкость очистки водяных полостей от отложений) препятствуют применению цилиндрового охлаждения в настоящее время. Исключением являются ЦК, сжимающие газы, температура которых при сжатии не должна превышать определенного уровня по тем или иным причинам.

Промежуточное охлаждение. В этом случае проточная часть состоит из групп последовательно сжимающих газ ступеней – неохлаждаемых **секций** компрессора, между которыми расположены **промежуточные газоохладители**. Это теплообменники, в которых сжимаемый газ охлаждается водой из специальной оборотной системы водоснабжения, или (реже) атмосферным воздухом.

У ОК промежуточное охлаждение конструктивно осуществимо только в случае, когда машина имеет два или более корпуса, то есть, фактически рабочий процесс осуществляется в последовательно расположенных компрессорах. Между корпусами могут быть расположены промежуточные газоохладители.

Центробежные компрессоры при особо большом отношении давлений так же могут быть многокорпусными. В отличие от ОК у них промежуточное охлаждение может осуществляться и при однокорпусной конструкции. В этом случае каждая секция имеет входной и выходной патрубк для соединения с газоохладителями.

Трубчатые газоохладители “газ-вода”. Такие охладители наиболее распространены. Они состоят из корпуса с расположенными внутри **трубными пучками**. Внутри труб движется вода, наружную поверхность омывает сжимаемый газ. Так как плотность газа (кроме ЦК с особо высоким давлением газа) намного меньше плотности воды, теплопередающую поверхность со стороны газа следует делать как можно большей. Поэтому наружные поверхности труб обычно имеют **оребрение**. Расположенные в шахматном порядке трубы обтекаются газом в поперечном направлении. Размер фронтальной поверхности пучка определяется допустимой скоростью газа $c_r \approx 10$ м/с.

Потери давления в пучке определяются выбранными скоростью газа, глубиной пучка и количеством **ходов** (газ проходит через пучки несколько раз), сопротивлением труб в пучке. Например, трубки овального сечения обтекаются лучше, чем круглые, но их труднее очищать от отложений. Количество рядов труб, обтекаемых газом последовательно, должно обеспечивать отвод тепла, соответствующего разности температур на выходе из предшествующей секции и выходе из охладителя (заданная величина).

Размеры трубных пучков определяются так же и расходом охлаждающей воды и ее скоростью в трубах. Расход воды \bar{m}_v должен соответствовать отводимому количеству тепла:

$$\bar{m}_v = \frac{\bar{m}c_p \Delta T}{c_{pv} \Delta T_v}, \Delta T_v \approx 10 \text{ К},$$

где в числителе расход, теплёмкость и изменение температуры охлаждаемого газа в охладителе, а в знаменателе теплоемкость и повышение температуры воды в охладителе.

Так как размеры газоохладителей обычно превышают размеры корпуса компрессора, их размещение представляет проблему, требующую внимания. Типичной является компоновка ЦК с выносными охладителями ниже уровня машинного зала. Это облегчает доступ к компрессору, его обслуживание, улучшает эргономику установки.

Приближение к противотоку. Так как газ последовательно проходит через трубные пучки, последовательная подача воды в эти пучки приближает процесс теплообмена к противоточному - холодная вода идет навстречу охлаждаемому газу. Такая схема снижает потребности в охлаждающей воде, позволяя получить минимальную температуру газа на выходе из охладителя при максимальном повышении температуры воды в нем.

Рациональное применение промежуточного охлаждения. Устройство промежуточного охлаждения сильно увеличивают стоимость и размеры установки. При эксплуатации приходится принимать во внимание расходы на водоснабжение и обслуживание системы (очистка трубных пучков, ремонт, амортизация). По этой причине

вопросу целесообразности применения и оптимизации системы охлаждения уделяется большое внимание.

Охлаждение дает тем больший эффект, чем больше приращение энтальпии сжимаемого газа при сжатии без охлаждения, т.е., чем больше внутренний напор $h_i = c_p T_1 (\pi^{(n-1)/n} - 1)$. Главную роль здесь играют отношение давлений, развиваемое компрессором, и физические свойства газа. Эффект принято оценивать коэффициентом экономии, представляющим отношение потребляемой мощности ТК с охлаждением к мощности компрессора с теми же параметрами, но сжимающего газ без охлаждения:

$$\xi = \frac{N_{\text{еохл}}}{N_e} = \frac{h_{\text{еохл}}}{h_e} = \frac{\sum_{i=1}^N \frac{k}{k-1} R T_{1i} (\pi_i^{\frac{k-1}{k n_i}} - 1)}{\frac{k}{k-1} R T_1 (\pi^{\frac{k-1}{k n}} - 1)} = \frac{\sum_{i=1}^N T_{1i} (\pi_i^{\frac{k-1}{k n_i}} - 1)}{T_1 (\pi^{\frac{k-1}{k n}} - 1)}.$$

Здесь сумма в числителе – это сумма внутренних напоров неохлаждаемых секций, подстрочным индексом “i” отмечены параметры, относящиеся к секциям. У идеального компрессора с КПД секций 100%, нет потерь давления в охладителях и $T_{1i}/T_1 = 1$ (температура газа на выходе из охладителей равна температуре на входе в компрессор). При увеличении числа промежуточных охладителей процесс стремится к изотермическому – чем больше число промежуточных охладений, тем больше экономия. При этом понятно, что число промежуточных охладений не может быть больше числа ступеней минус единица, – в предельном случае каждая неохлаждаемая секция имеет одну ступень.

В действительности в охладителях имеет место потеря давления из-за сопротивления движению газа в трубных пучках и коммуникациях. Потерю давления принято характеризовать отношением потери давления к давлению на входе в секцию. Для газоохладителей характерно численное значение $\Delta p_x/p_1 \approx 0.05$. Понятно, что потеря давления должна компенсироваться повышенным отношением давлений секций компрессора. В результате произведение отношения давлений секций должно быть больше отношения давлений компрессора:

$$\pi_1 * \pi_2 * \dots * \pi_i > \pi.$$

Таким образом, потеря давления в охладителях ведет к росту потребляемой мощности.

Так как охлаждение осуществляется водой, имеющей летом температуру близкую к температуре атмосферного воздуха, сжимаемый газ на выходе из охладителя должен иметь несколько большую температуру (для передачи тепла в газоохладителе от воздуха к воде нужна разность температур). Для ТК, работающего на атмосферном воздухе, отношение $T_{1i}/T_1 > 1$. При $T_1 = 288$ К и $T_{1i} - T_1 = (12 \dots 15)$ К (типичная величина **недоохлаждения**):

$$T_{1i}/T_1 = 1.042 \dots 1.052.$$

Недоохлаждение приводит к росту работы сжатия и снижению экономии.

Для реального компрессора с учетом потерь давления и недоохлаждения зависимость изотермического КПД от числа промежуточных охладений имеет максимум, так как с

ростом числа промежуточных охлаждений выше некоторого оптимального значения увеличение потребляемой мощности от потери давления в охладителях превалирует над уменьшением мощности из-за снижения температуры. Число промежуточных охлаждений выбирается обычно несколько меньшим, чем соответствующее максимальной экономии.

Для идеального ТК наибольшая экономия получается при одинаковом отношении давлений в секциях:

$$\pi_1 = \pi_2 = \dots = \pi_i = \pi^{1/N},$$

где N – количество неохлаждаемых секций ТК.

Для получения наибольшей экономии у реального компрессора отношение давлений первой секции с наименьшей температурой на входе ($T_i/T_1 > 1$) следует делать несколько большим, чем у последующих:

$$\pi_1 > \pi_i.$$

Современные компьютерные программы легко решают задачу термогазодинамической оптимизации системы охлаждения путем расчета экономии, потребляемой мощности или КПД любого нужного количества сопоставляемых вариантов. Однако, в целом проектирование системы охлаждения это сложная инженерная задача. Во первых, от выбранного количества промежуточных охлаждений зависит конструкция проточной части и, соответственно, газодинамические характеристики секций и компрессора в целом. Кроме того, имеется много конструктивных вариантов **теплопередающих поверхностей**, из которых составляются трубные пучки. В результате охладители могут отличаться потерями давления, технологией изготовления, размерами, массой, расходом цветного металла (латунь, алюминий), эксплуатационными свойствами (легкость очистки, надежность). Соответствующие вопросы освещены в приводимой литературе. Для примера укажем, что воздушные ЦК разных производителей с отношением давлений $\pi = 9$ (применяются в пневматических системах – сжатый воздух используется как энергоноситель) имеют от одного до четырех промежуточных охлаждений, хотя наиболее распространенное современное решение – три охлаждения при четырех одноступенчатых секциях.

Изотермический КПД. Коэффициент η удобно использовать для сопоставления возможных вариантов проектируемого ТК. Для оценки энергетической эффективности используется КПД, который оценивает как газодинамическое совершенство, так и эффективность системы охлаждения. В качестве идеального рассматривается компрессор, не имеющий газодинамических потерь и сжимающий газ изотермически, при постоянной температуре, равной температуре на входе:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{N_{\text{из}}}{N_e} = \frac{h_{\text{из}}}{h_e} = \frac{RT_1 \ln(\pi)}{\sum_{i=1}^N \frac{k}{k-1} RT_{1i} (\pi_i^{\frac{k-1}{k\eta_i}} - 1)}.$$

В этом соотношении участвуют некоторые из величин, использованных выше при расчете коэффициента η . Изотермический КПД всегда меньше политропного КПД секций компрессора, так как учитывает не только газодинамические потери в секциях (их

политропный КПД), но так же уровень неизотермичности (в отличие от идеального, в реальном охлаждаемом компрессоре температура повышается) и потери давления в газоохладителях. Иногда в литературе приводят соотношение между изотермическим и средним политропным КПД секций компрессора в виде (потери давления в газоохладителях отнесены к потерям в секциях):

$$\eta_{\text{из}} = \eta T_1/T_{\text{ср}},$$

где $T_{\text{ср}}$ – средняя температура процесса сжатия.

Это соотношение показывает, что в любом случае $\eta_{\text{из}} < \eta$ из-за невозможности осуществить сжатие при постоянной температуре. У воздушного ЦК с отношением давлений $\pi = 9$ с тремя промежуточными охлаждениями при четырех одноступенчатых секциях изотермический КПД может быть примерно 70 % при политропном КПД секций 84 ... 85 %.

Воздушное охлаждение. Промежуточное охлаждение сжимаемого газа атмосферным воздухом становится рациональным решением при высоком давлении газа. Например, у ЦК для сжатия азотоводородной смеси с конечным давлением 32 МПа (производство азотных удобрений) объемный расход газа небольшой, что позволяет пропускать его внутри труб охладителя. Большая плотность газа делает достаточной внутреннюю неоребренную поверхность труб. Наружная оребренная поверхность обдувается атмосферным воздухом вентиляторами. Отсутствуют расходы на охлаждаемую воду и очистку поверхностей от отложений.

Известны предложения широкого применения охладителей газ-воздух на основе современных очень компактных (большая площадь поверхности охлаждения в единице объема) и технологичных штампованных поверхностей. Примеры выполненных ТК с такими охладителями пока не известны.

Комбинированное охлаждение. Обсуждаются идеи последовательного охлаждения газа, например, сначала холодным воздухом (зимой), затем в обычном охладителе газ-вода. В некоторых случаях подобные схемы могут дать положительный эффект.

Концевое охлаждение. На выходе из ТК повышенная температура газа может быть нежелательна или недопустима (в пневматических системах, например). В этом случае устанавливается **концевой** газоохладитель, аналогичный по устройству промежуточным охладителям. Потеря давления в концевом охладителе должна быть компенсирована повышенным давлением на выходе компрессора. Таким образом, концевое охлаждение, не влияя на термодинамическую сторону процесса сжатия, ведет к росту затраченной мощности (снижению КПД установки). Тем не менее, требования эксплуатации являются решающими. Например, в компрессорных станциях автозаводов сжатый воздух после концевого охладителя еще дополнительно охлаждается специальными холодильными установками. Цель – отделить пары воды, защитив от водяного конденсата дорогостоящие пневматические двигатели прессов и другое дорогостоящее пневматическое оборудование.

3. ОСНОВЫ ОДНОМЕРНОЙ ТЕОРИИ СТУПЕНИ

3.1. Энергетические соотношения

Ниже рассмотрены некоторые детали процесса подвода механической работы к газу в рабочем колесе, обсуждавшиеся в гл.2 в более общем плане.

Рабочее колесо ступени сообщает газу механическую работу, производимую двигателем. Величина этой работы в единицу времени N_i называется внутренней мощностью и в общем случае складывается из трех величин

$$N_i = N_T + N_{тр} + N_{пр} \quad (3.1)$$

На рис.10 показаны схемы трех типов рабочих колес, отличающиеся соотношением между составляющими внутренней мощности.

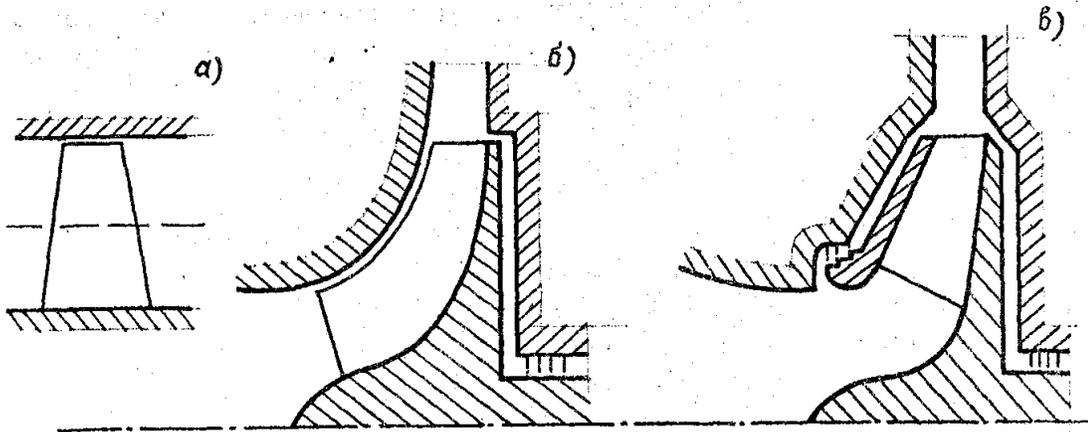


Рис.10. Схемы основных типов рабочих колёс:
а) полуоткрытое (ОК); б) полуоткрытое (ЦК); в) закрытое (ЦК)

Лопатки РК любого типа передают единице массы газа удельную механическую работу h_T – теоретический напор, определяемый уравнением Эйлера (гл.2). Произведение удельной работы на массу газа, протекающую через ступень в единицу времени (массовый расход), называется теоретической мощностью $N_T = \dot{m}h_T = \dot{m}(c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1)$. Для РК осевой ступени по схеме на рис.10-а N_T – это единственная составляющая внутренней мощности, т.е. $N_i = N_T$.

На рис.10-б показано так называемое полуоткрытое рабочее колесо центробежного компрессора. В отличие от РК осевого компрессора это колесо, кроме N_T , требует затраты дополнительной мощности $N_{тр} = M_{Zтр} \cdot \omega$. Здесь $M_{Zтр}$ – момент сил трения наружной поверхности диска о частицы газа в зазоре между диском и корпусом. Для полуоткрытого РК центробежного компрессора $N_i = N_T + N_{тр}$.

Мощность трения наружной поверхности диска рассеивается в газе в виде тепла трения. Таким образом, эта часть мощности не идет на сжатие и перемещение газа, являясь потерянной в механическом смысле.

На рис.10-в показано закрытое РК центробежного компрессора. Торцы лопаток в отличие от рассмотренных выше двух типов (рис.10-а,б) в данном случае закрыты

покрывающим диском, являющимся частью колеса. При этом исключаются перетечки газа через открытые зазоры на торцах лопаток с передней на заднюю сторону, которые приводят к довольно значительным потерям в межлопаточных каналах полуоткрытых центробежных РК. За счет трения наружной поверхности покрывающего диска величина $N_{тр}$ у закрытых РК может быть несколько больше, чем у полуоткрытых. Для того чтобы сжимаемый газ свободно не перетекал из области с давлением p_2 за РК в область с давлением p_0 на входе в РК через зазор между корпусом и покрывающим диском, необходимо уплотнение. Сальники, манжеты и прочие виды контактных уплотнений, исключаяющие перетечки, невозможно применять из-за большой окружной скорости диска в месте установки уплотнения ($\sim 0.5 \div 0.6 u_2$), поэтому приходится применять бесконтактные уплотнения, обычно так называемые лабиринтные. Бесконтактные уплотнения существенно ограничивают, но не исключают полностью протечки, поэтому через рабочее колесо постоянно проходит массовый расход газа, который больше массового расхода \bar{m} через ступень на величину протечек $\bar{m}_{пр}$, т.е. $\bar{m}_{рк} = \bar{m} + \bar{m}_{пр}$. Массовому расходу $\bar{m}_{пр}$ в рабочем колесе сообщается мощность $\bar{N}_{пр} = \bar{m}_{пр} h_T$, так как каждая единица массы газа получает от лопаток в колесе эйлерову работу. Энергия, соответствующая механической мощности $\bar{N}_{пр} = \bar{m}_{пр} h_T$ при дросселировании газа в уплотнении от давления p_2 до давления p_0 преобразуется в тепло. В сечении 0 к массовому расходу газа \bar{m} с параметрами p_0, T_0^* примешивается массовый расход более горячего газа $\bar{m}_{пр}$ с параметрами p_0, T_2^* .

Итак, в общем случае закрытого РК внутренняя мощность складывается из теоретической мощности, мощности трения дисков и мощности, покрывающей потери при дросселировании газа, перетекающего на всасывание через уплотнение покрывающего диска, уравнение (3.1). При анализе и вычислениях составляющие внутренней мощности принято представлять в долях от N_T , как это показано в гл.2:

$$N_i/N_T = 1 + \beta_{пр} + \beta_{тр},$$

где

$$\beta_{тр} = N_{тр}/N_T; \beta_{пр} = \bar{m}_{пр} h_T / \bar{m} h_T = \bar{m}_{пр} / \bar{m}. \quad (3.2)$$

Соотношения (3.1, 3.2) делением мощностей на массовый расход через ступень \bar{m} можно представить как соотношение между удельными работами, т.е. напорами (так как $N = h \cdot \bar{m}$):

$$h_i = h_T + h_{тр} + h_{пр}, \quad h_i/h_T = 1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}. \quad (3.3)$$

Итак, в рассмотренном в гл.2. уравнении Бернулли внутренний напор h_i может быть представлен как сумма теоретического (эйлерова) напора h_T , напора дискового трения $h_{тр}$ и напора протечек $h_{пр}$. Последние две величины соответствуют так называемым щелевым потерям, т.е. имеющим место в зазорах между внешними поверхностями дисков РК и корпусом. Потери при движении газа в собственно проточной части, т.е. в колесах, диффузорах и т.д., называют гидравлическими потерями h_w . Таким образом, в уравнении Бернулли потерянный напор складывается из гидравлических потерь h_w , потерь дискового трения $h_{тр}$ и потерь протечек $h_{пр}$:

$$h_r = h_w + h_{тр} + h_{пр} \quad (3.4)$$

В гл.2 потери во всех элементах мы обозначали как h_r , так как рассмотренное здесь деление потерь еще не было введено. Понятно, что $h_r = h_w$ при $h_{тр} = h_{пр} = 0$, т.е. в неподвижных элементах и в РК открытого типа.

С учетом (3.3, 3.4) уравнение Бернулли представим в виде, который описывает только процессы собственно в проточной части:

$$h_T = h_n + h_d + h_w. \quad (3.4a)$$

Словесная формулировка: **«Работа, сообщаемая лопатками РК единице массы газа, проходящей через ступень, расходуется на его сжатие и перемещение, изменение кинетической энергии и преодоление сопротивления движению в проточной части».**

Основная задача проектирования ступени – определение ее размеров и мощности двигателя N_i , необходимых для обеспечения заданного (расчетного) расхода газа \bar{m}_p при заданных (расчетных) начальных условиях и конечном давлении.

Расчет потребляемой мощности начинается с определения минимально необходимой удельной работы сжатия и перемещения газа – политропного напора:

$$h_n = [n/(n - 1)] RT_n * [(p_k/p_n)^{(n-1)/n} - 1].$$

Для расчета, помимо известных по условию задачи начальных параметров газа T_n , p_n и конечного давления p_k , необходимо задать политропный КПД по статическим параметрам (η_n). С его помощью определяется показатель процесса $n/(n-1) = \eta_n[k/(k-1)]$. Этот КПД выбирается с учетом всех потерь h_r (а не только гидравлических h_w), так как все тепло потерь рассеивается в сжимаемом газе, определяя показатель процесса n . Выбор того или иного значения КПД означает оценку ожидаемой величины потерь, так как $\eta_n = h_n/(h_i - h_d) = h_n/(h_n + h_r)$, откуда $h_r = h_n/\eta_n - h_n$.

Для определения динамического напора следует задать нужные значения скоростей c_n , c_k на входе и выходе из ступени. Таким образом, определены все члены в уравнении Бернулли и величина внутреннего напора ступени известна

$$h_i = h_n / \eta_n + \frac{c_k^2 - c_n^2}{2} = \frac{k}{k-1} RT_n \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k\eta_n}} - 1 \right] + \frac{c_k^2 - c_n^2}{2} \quad (3.5)$$

Обычно скорости на входе и выходе из ступени или компрессора в целом практически одинаковы, т.е. член $(c_k^2 - c_n^2)/2 \approx 0$.

Аналогично (3.5) величина h_i может быть определена и с помощью других видов КПД, при этом полезный напор должен быть соответствующим. Например, с помощью адиабатного КПД по полным параметрам:

$$h_i = h_{ад}^* / \eta_{ад}^* = \frac{1}{\eta_{ад}^*} \frac{k}{k-1} RT_n^* \left[\left(\frac{p_k^*}{p_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.6)$$

Формула (3.6) кажется более удобной, чем формула (3.5), так как не нужно задаваться величинами скоростей на входе и выходе. В силу видимой простоты адиабатный КПД по заторможенным параметрам часто используют при расчетах. Такие расчеты действительно удобны, когда известен адиабатный КПД – например, в [3] приведены характеристики модельных ступеней, из которых можно сформировать проточную часть многоступенчатого компрессора. Однако, если проектируемый компрессор не базируется на модельных ступенях и не имеет близкого аналога, выбрать достоверную величину адиабатного КПД труднее, чем политропного (политропный КПД однозначно связан с потерями напора, а адиабатный – нет).

Мощность двигателя, необходимая для вращения рабочего колеса ступени, определяется произведением заданного массового расхода на внутренний напор $N_i = \bar{m}h_i$. Внутренняя мощность в зависимости от расхода $N_i = \bar{m}h_i = f(\bar{m})$ – **характеристика внутренней мощности**. Хотя при росте \bar{m} у большинства ТК внутренний напор h_i уменьшается, произведение этих величин обычно возрастает. Поэтому максимальная мощность двигателя обычно должна быть больше мощности компрессора на расчетном режиме.

Таким образом, если для оценки совместимости компрессора и сети необходимо знание характеристики полезного напора, для подбора двигателя требуется знание характеристики внутренней мощности. Последняя есть функция **характеристики внутреннего напора**. Ниже будет показано, что у турбокомпрессоров при уменьшении давления нагнетания расход увеличивается и наоборот. Зависимость $p_k = f(\bar{m})$ или $\pi = p_k/p_n = f(\bar{m})$ при заданных начальных условиях и частоте вращения ротора и является **напорной характеристикой**. Каждый ТК может работать в определенных (разных для неодинаковых условий) пределах. При этом также по-разному меняется конечное давление. Знание конкретного вида напорной характеристики важно для суждения о том, пригоден ли данный ТК для работы с той или иной сетью, насколько эффективно его применение для данных условий.

3.2. Компоненты скорости, треугольники скоростей, коэффициент напора, коэффициент расхода

Турбомашины характеризуются высоким уровнем скоростей движения газа. Доля динамического напора велика, поэтому правильное определение величины скоростей необходимо для термогазодинамических расчетов. Не менее важно знать направление потока в проточной части. Это видно из следующего. Потеря напора определяется величиной кинетической энергии и коэффициентом потерь соответствующего элемента проточной части: $h_w = \zeta * c_1^2 / 2$. При проектировании следует стремиться к возможному уменьшению коэффициентов потерь, в частности, лопаточные аппараты РК и неподвижных элементов должны быть «удобообтекаемыми». Известно, что любое удобообтекаемое тело является таковым только при определенном направлении газа, обтекающего это тело. Это относится и к лопаткам турбомашин: они более или менее удобообтекаемые только при направлении набегающего потока, совпадающим с направлением входных кромок лопаток. Значит, для проектирования и выбора условий

правильной эксплуатации ТК необходимо уметь рассчитать не только величину, но и направление скорости.

Рассмотрение кинематики потока начнем с выбора системы координат. Для задания положения рассматриваемой точки в проточной части ТК применяется цилиндрическая система координат, а для задания вектора скорости – прямоугольная (рис.11).

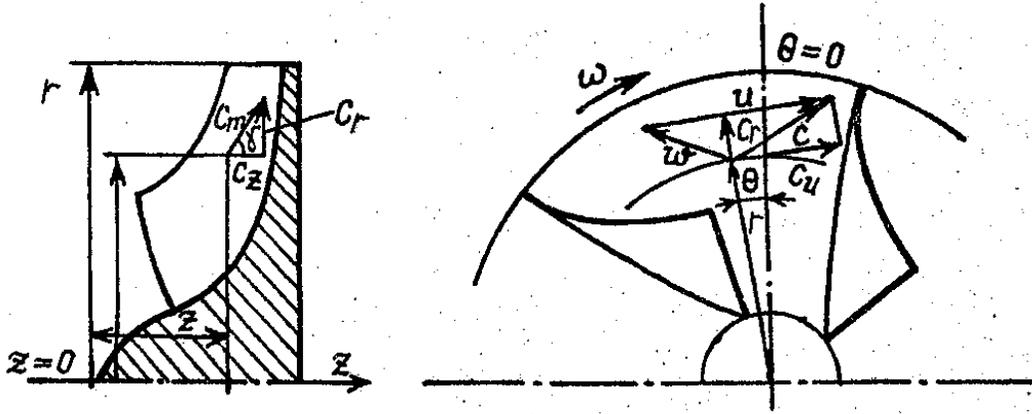


Рис.11. Задание положения точек и векторов скорости в ТК

На рис.11 также показаны меридиональное сечение (проходящее через ось) и радиальное сечение произвольной лопаточной решетки, проходящее через точку, в которой нас интересуют параметры потока. Координаты точки заданы:

- расстоянием z вдоль оси ТК от произвольно выбираемой начальной точки (см. меридиональную плоскость на рис.11);
- расстоянием точки от оси ТК – радиусом r (меридиональная и радиальная плоскости, рис.11);
- центральным углом θ между произвольно выбранным радиальным направлением и радиусом r , идущим в данную точку (радиальная плоскость, рис.11).

Лопатки неподвижных элементов ТК обтекаются **абсолютной скоростью** c : это скорость потока в прямоугольной (цилиндрической) системе координат, связанной со статором ТК. Направления осей координат – r , z , u . Абсолютная скорость проектируется на эти направления и задана по величине и направлению, если известны три ее составляющие (рис.11):

$$\vec{c} = \vec{c}_r + \vec{c}_z + \vec{c}_u. \quad (3.7)$$

Скорость может быть представлена также через две свои проекции

$$\vec{c} = \vec{c}_m + \vec{c}_u, \quad \text{где } \vec{c}_m = \vec{c}_r + \vec{c}_z.$$

Составляющая c_m – **меридиональная скорость**, т.е. проекция c на меридиональную плоскость. Эту скорость называют еще расходной, по ней удобно рассчитывать расход газа через контрольное сечение:

$$\bar{m} = \rho c_m f,$$

где f – площадь контрольного сечения, поверхность которого проводят перпендикулярно составляющей c_m .

Составляющая c_u – проекция скорости c на направление u и в русской технической литературе иногда называется **закруткой**. Ее величина очень важна, так как она входит в уравнение теоретического напора $h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1$.

Вектор c может быть задан так же с помощью скалярного значения c и углов α и γ . Угол α между c и направлением u , угол γ – между c_m и направлением z . В этом случае (рис.11):

$$c_u = c * \cos(\alpha), \quad c_m = c * \sin(\alpha) \quad (3.8)$$

и

$$c_z = c_m * \cos(\gamma), \quad c_r = c_m * \sin(\gamma). \quad (3.9)$$

Таким образом, вектор c может быть задан либо своими составляющими, c_u , c_m (c_z , c_r), либо величиной c и углами α и γ .

Относительно неподвижной системы координат ротор ТК вращается с угловой частотой ω . Относительно ротора газ движется не со скоростью c , а с некоторой скоростью w (так называемая **относительная скорость**). Так как линейная скорость перемещения ротора относительно рассматриваемой точки со скоростью c равна $u = \omega \cdot r$, то в этой же точке относительно ротора поток движется со скоростью w , определяемой векторным соотношением

$$\vec{w} = \vec{c} - \vec{u} \quad (3.10)$$

Так как скорость u (окружная или, иначе, **переносная скорость**) совпадает с направлением u по самому его определению, то этот вектор проекции на r и z не имеет. Это означает:

$$c_z = w_z, \quad c_r = w_r, \quad w_u = c_u - u.$$

Таким образом, вектор \vec{w} может быть задан:

- компонентами $w_z = c_z$, $w_r = c_r$ и $w_u = c_u - u$,
- величиной w , углом β между w и направлением, противоположным вектору \vec{u} , и углом γ между $w_m = c_m$ и направлением z , тогда:

$$w_u = w \cdot \cos(\beta), \quad w_m = c_m = w \cdot \sin(\beta) \quad (3.11)$$

Так как использована прямоугольная система координат, то

$$c = \sqrt{c_u^2 + c_z^2 + c_r^2},$$

$$w = \sqrt{w_u^2 + w_z^2 + w_r^2} = \sqrt{(c_u - u)^2 + c_z^2 + c_r^2}. \quad (3.12)$$

Приведенные соотношения позволяют рассчитать c и w по их составляющим (компонентам). Для наглядности векторные соотношения между скоростями c , w и u часто представляют графически, в виде так называемых **треугольников скоростей**. Этот прием широко используется в теории и практике турбомашин. Треугольники скоростей

анализируются в случае необходимости перехода из одной системы координат в другую – обычно это контрольные сечения 1 и 2 – вход и выход РК.

Рассмотрим принцип построения треугольников скоростей на примере рабочего колеса промышленного центробежного компрессора (рис.12):

- входной треугольник скоростей (рис.13) соответствует контрольному сечению 1 перед лопатками колеса. Величина и направление скорости w_1 определяют условия обтекания лопаток РК;

- выходной треугольник скоростей соответствует контрольному сечению 2 за лопатками колеса. Величина и направление скорости c_2 определяют величину теоретического напора (механическую работу, сообщенную газу лопатками РК) и функционирование следующего за колесом диффузора (безлопаточного или лопаточного).

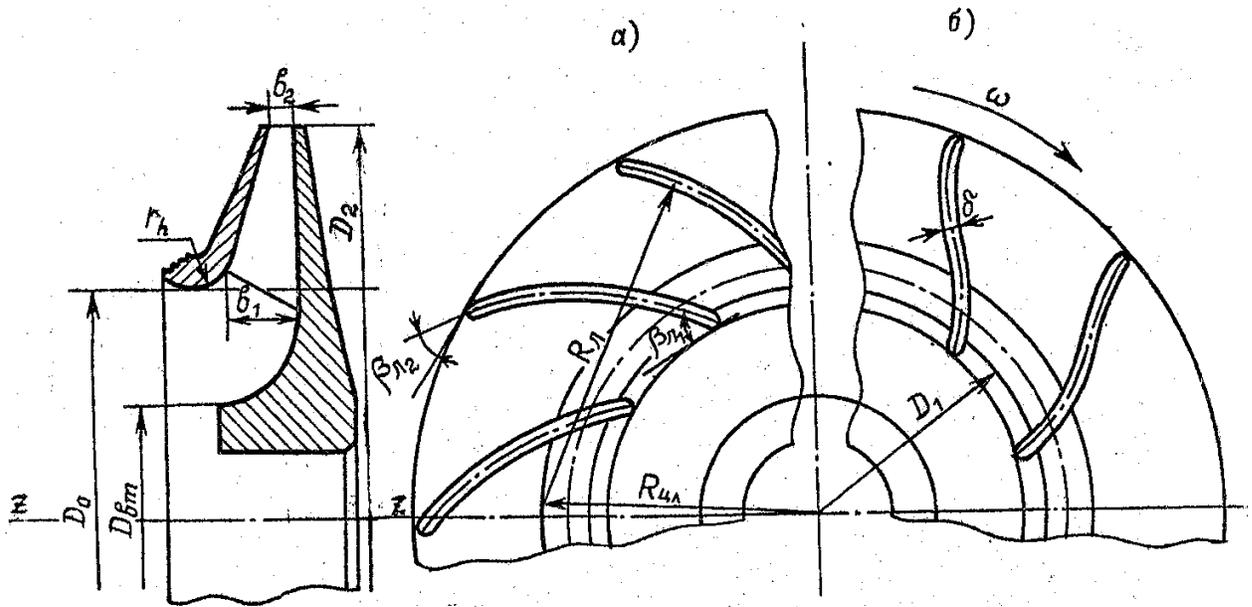


Рис.12. Схема рабочего колеса промышленного центробежного компрессора:
а) лопаточная решётка традиционной конструкции; б) лопаточная решётка, спроектированная по задаваемому распределению скоростей (конструкция ЛПИ)

Принимаем обычное для колес и диффузоров ПЦК упрощающее допущение, что поток движется в радиальной плоскости. Действительно, стенки каналов, ограничивающие проточную часть колес, диффузоров и ОНА в меридиональной плоскости (см. рис.12) – это или радиальные плоскости, или близкие к радиальным конические поверхности. По этой причине в лопаточных решетках колес и в диффузорах ПЦК $c_z \ll c_r$ и $c_m \approx c_r$.

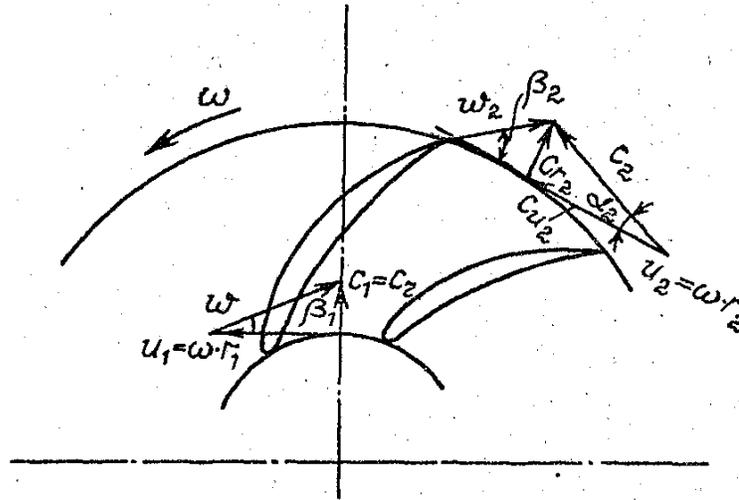


Рис.13. Схема лопаточной решётки РК ПЦК и треугольники скоростей

При построении треугольников скоростей известны размеры проточной части, массовый расход \bar{m} и частота вращения ротора ω .

Входной треугольник. Проточная часть ПЦК устроена так, что поток, входящий в РК, обычно не имеет закрутки, т.е. $c_{u1} = 0$ и $c_1 = c_{u1} + c_{z1} + c_{r1} = c_{r1}$ с учетом принятого допущения $c_{z1} = 0$. Тогда остается определить только величину скорости c_1 , так как ее направление известно: оно радиальное. Величину c_1 находим по заданному массовому расходу:

$$c_1 = c_{r1} = \frac{\bar{m}}{\rho_1 f_1} = \frac{\bar{m}}{\rho_1 2\pi r_1 b_1},$$

где плотность $\rho_1 = p_1/RT_1$ находят способами, описанными выше, а площадь контрольного сечения f_1 задана известным радиусом начала лопаток r_1 и их высотой на входе b_1 .

Величина и направление переносной скорости известны: $u = \omega r_1$, поэтому остается только определить w как разность c_1 и u_1 . Для этого вектор u_1 отложим из начала вектора c_1 , соединим концы этих векторов, что и будет вектором w , начинающимся в конце вектора u_1 и заканчивающимся в конце вектора c_1 . Сказанное соответствует правилам сложения и вычитания векторов, излагаемым в курсе теоретической механики. Изучающим теорию турбомашин следует хорошо запомнить эти правила и закрепить на практике самостоятельным построением треугольников скоростей.

Выходной треугольник. При построении выходного треугольника скоростей будем исходить из того, что лопатки колеса направляют поток, который выходит из лопаточной решетки под углом $\beta_2 < \beta_{л2}$. Здесь $\beta_{л2}$ – выходной угол лопаток, т.е. угол между касательной к средней линии лопаток на выходе (на r_2) и обратным направлением u . Из треугольников скоростей мы увидим, что величина закрутки c_{u2} при прочих равных условиях тем больше, чем больше угол выхода потока из лопаток колеса $\beta_{л2}$. Обладая инерцией, поток всегда отклоняется на угол, меньший, чем угол выхода отклоняющих его лопаток. Для типичных колес ПЦК угол отставания $\delta_2 = \beta_{л2} - \beta_2 \approx 10 \dots 20^\circ$. Вопрос определения δ_2 непосредственно связан с определением эйлеровского напора h_T и будет

вкратце рассмотрен ниже. При построении треугольников скоростей угол δ_2 должен быть рассчитан или выбран приближенно.

Итак, полагаем направление скорости w_2 известным:

$$\beta_2 = \beta_{л2} - \delta_2. \quad (3.13)$$

Величину w_2 определим из уравнения расхода:

$$w_2 = \bar{m} / (\rho_2 \cdot 2\pi r_2 b_2 \cdot \sin\beta_2).$$

Здесь $2\pi r_2 b_2 \cdot \sin\beta_2$ – площадь проходного сечения, перпендикулярного w_2 . Это уравнение можно представить и в виде зависимости для расходной составляющей w_{r2} , т.е. аналогично c_{r1} , определенной выше:

$$w_{r2} = w \cdot \sin\beta_2 = \bar{m} / \rho_2 \cdot 2\pi r_2 b_2.$$

Итак, известны величина и направление скорости w_2 , а также вектор $u_2 = \omega r_2$. По правилу сложения вектор w_2 откладываем из начала вектора u_2 . Соединяя конец вектора u_2 и начало w_2 , получаем вектор c_2 .

Общее правило построения треугольников скоростей:

1. Направление потока, движущегося в канале или выходящего из канала, определяется направлением поверхностей этого канала за вычетом угла отставания (в наиболее важных для нас случаях имеются в виду каналы, образованные поверхностями лопаток). Величина угла α для абсолютной скорости (неподвижные каналы) или β (межлопаточные каналы РК) может быть оценена (или рассчитана на основании имеющихся полуэмпирических методов более или менее точно) по величине углов $\alpha_{л}$ или $\beta_{л}$ соответственно;

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. Отсюда $c = c_m / \sin\alpha$ 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 α и окружная скорость u . Тогда: $c = c_m / \sin\alpha$, $c_u = c \cdot \cos\alpha$ или непосредственно $c_u = c_m \operatorname{ctg}\alpha$, $w_u = c_u - u$ (у турбокомпрессоров обычно $c_u < u$, поэтому w_u – отрицательная величина, т.е. ее направление противоположно направлению вращения РК – рис.13). 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.

Треугольники скоростей при изменении режима работы ТК. 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.

Последнее обстоятельство важно учитывать для правильной эксплуатации ТК, и влияние этого фактора будет подробно рассмотрено в одном из заключительных разделов. Скажем, для воздушного компрессора изменение T_a и p_a происходит не очень быстро и не в очень широких пределах (особенно для тропических стран). В нашей стране сезонные колебания температуры могут быть очень большими, в некоторых районах от $+40^\circ \text{C}$ летом до -40°C зимой. Для повседневной же эксплуатации ТК наиболее характерно изменение производительности из-за изменения потребности в сжатом газе (п.1 выше). Такие колебания могут быть многократными в течение одних суток. Большинство ТК имеет электрический привод с постоянной частотой вращения, поэтому при анализе влияния режима работы ТК на треугольники скоростей обычно и рассматривают один из возможных частных случаев, а именно, изменение объемной производительности при постоянной частоте вращения.

На рис.14 сопоставлены входные, а на рис.15 – выходные треугольники скоростей при разной объемной производительности. 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.

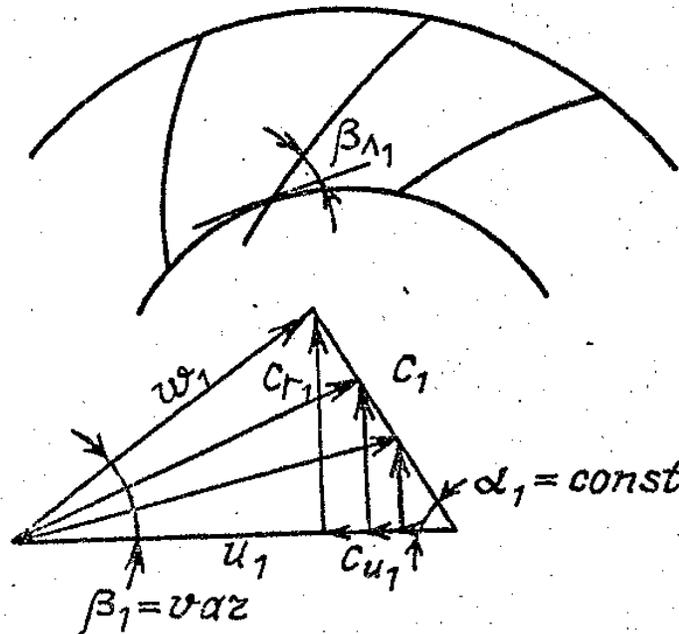


Рис.14. Входной треугольник скоростей РК ПЦК при $\bar{V}_1 = \text{var}$ ($\alpha_1 < 90^\circ$)

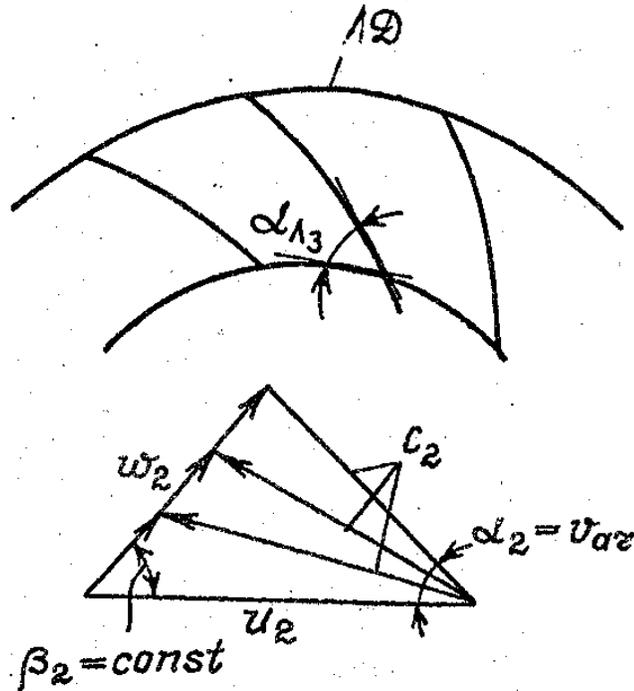


Рис.15. Выходной треугольник скоростей РК ПЦК при $\bar{V}_1 = \text{var}$

Пусть $\alpha_1 < 90^\circ$; тогда $c_{u1} > 0$, т.е. закрутка положительная. Допустим также для упрощения, что α_1 остается одинаковым при разной объемной производительности \bar{V}_1 . Обычно $\delta_1 = \alpha_{l1} - \alpha_1$, т.е. угол отставания абсолютного потока от направляющих его лопаток в зависимости от режима работы несколько меняется. Так как величина δ_1 вообще невелика, ее изменением при нашем приближенном анализе пренебрегаем.

Характер изменения треугольника скоростей при $\bar{V}_1 = \text{var}$ и принятых условиях поясняет рис.14. 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} :

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

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

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

При рассмотрении выходного треугольника скоростей (рис.15) мы получаем те же результаты, только в данном случае примерно постоянной величиной следует считать угол β_2 выхода потока из рабочего колеса.

Итак:

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

$$w_2 = w_{m2} / \sin \beta_2,$$

$$w_{u2} = w_{m2} * \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Тогда:

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

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

Выше отмечалась целесообразность применения безразмерных соотношений, что является мощным средством обобщения результатов анализа. Представим полученные соотношения в безразмерном виде, отнеся скорости и их компоненты к окружной скорости на выходе из рабочего колеса. Тогда, имея в виду, что отношение расходной составляющей скорости к u_2 и называется коэффициентом расхода:

$$\varphi_2 = c_{m2} / u_2,$$

получим

$$\bar{w}_1 = w_1 / u_2 = \sqrt{(\bar{r}_1 - \varphi_1 \operatorname{ctg} \alpha_1)^2 + \varphi_1^2},$$

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \left(\frac{\varphi_1}{\bar{r}_1 - \varphi_1 \operatorname{ctg} \alpha_1} \right).$$

Аналогично:

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_2}{1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2}.$$

Отсюда, как и из графического изображения треугольника скоростей, видно, что чем больше коэффициенты расхода φ , тем больше углы потока и в абсолютном, и в относительном движении.

Известно, что лопаточные аппараты турбомашин являются удобообтекаемыми и имеют минимально возможные коэффициенты потерь ζ только при некоторых направлениях натекающего потока, характеризуемого так называемым углом атаки:

$$i_1 = \beta_{л1} - \beta_1 \quad \text{и} \quad i_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3,$$

где i_1 – угол атаки на входе в РК, i_3 – угол атаки на входе в ЛД.

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 0. Поэтому для каждой компрессорной решетки существует такой режим работы, при котором $\varphi = \varphi_{\text{опт}}$, т.е. КПД достигает максимально возможного значения. Обратим внимание на то, что при безразмерном анализе безразлично, за счет чего произошло, допустим, уменьшение $\varphi < \varphi_{\text{опт}}$: за счет снижения объемного расхода (уменьшается c_m) или за счет увеличения окружной скорости u_2 . Важно, что при $\varphi < \varphi_{\text{опт}}$, $i > i_{\text{опт}}$ и, напротив, при $\varphi > \varphi_{\text{опт}}$ угол атаки алгебраически меньше оптимального $i < i_{\text{опт}}$.

Большим расходам и меньшим u_2 соответствуют отрицательные ($i < 0$) углы атаки, а в противоположном случае $i > 0$. Таким образом, использование безразмерных соотношений для треугольников скоростей позволяет проанализировать влияние двух возможных факторов изменения режима работы сразу: производительности компрессора и частоты вращения ротора, сводя их к одному – изменению коэффициента расхода.

Следует отметить, что для центробежных компрессорных ступеней кроме коэффициента расхода φ широко применяется условный коэффициент расхода Φ :

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_n^* (\pi D_2^2 / 4) u_2}.$$

Подведем некоторые итоги.

При определении размеров ступени следует исходить из необходимости обеспечения заданного напора и расхода. Эти величины связаны со скоростями движения газа, как это следует из основного уравнения турбомашин и уравнения неразрывности. Теоретические соображения и экспериментальные данные показывают, что для наиболее эффективной работы турбомшины (т.е. для выполнения заданной работы при наивысшем КПД) соотношения между величинами в треугольниках скоростей $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$ должны выбираться в определенных оптимальных пределах. В теории турбокомпрессоров используют два главных безразмерных коэффициента: коэффициент теоретического напора ψ_T и коэффициент расхода φ . Для центробежных РК эти коэффициенты обычно представляют в виде: $\psi_T = h_T / u_2^2 = \bar{c}_{u2}$, $\varphi = c_m / u_2$. Коэффициенты ψ_T и $\varphi_2 = c_{m2} / u_2$ однозначно определяют форму выходного треугольника скоростей:

$$\alpha_2 = \text{arctg}(\varphi_2 / \psi_T),$$

$$\beta_2 = \text{arctg} \frac{\varphi}{1 - \psi_T}. \quad (3.16)$$

Форму входного треугольника скоростей определяет коэффициент расхода на входе в РК:

$$\varphi_1 = c_{m1} / u_2,$$

$$\alpha_1 = \text{arctg}(\varphi_1 / \bar{c}_{u1}),$$

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_1}{r_1 - c_{u1}}. \quad (3.17)$$

В РК с лопатками в радиальной части меридиональная скорость практически равна радиальной составляющей $c_m \approx c_r$, поэтому принимают $\varphi = c_r/u_2$.

У осевого РК на расчетной поверхности тока с $r = \text{const}$ коэффициенты теоретического напора и расхода: $\psi_T = (c_{u2} - c_{u1})/u$, $\varphi = c_z/u$, где $u = \omega r$. Углы потока (как на входе, так и на выходе из РК)

$$\alpha = \operatorname{arctg}(\varphi/\bar{c}_u), \quad (3.18)$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{\varphi}{1 - \bar{c}_u}. \quad (3.19)$$

Таким образом, за характерную величину, к которой относятся коэффициенты скоростей потока, принята окружная скорость u_2 на выходе из РК для центробежной ступени и окружная скорость u на рассматриваемой цилиндрической поверхности тока у осевой.

Использование коэффициентов напора и расхода позволяет представить напорную характеристику ступени ТК или компрессора в целом в так называемом безразмерном виде $\psi = f(\varphi)$. Поскольку в практике расчетов и исследований требуется определять разные виды напора, по аналогии с ψ_T вводятся коэффициенты внутреннего и полезного напоров:

$$\psi_T = h_T/u_2^2, \quad \psi_i = h_i/u_2^2 = \psi_T(1 + \beta_{np} + \beta_{тр}), \quad (3.20)$$

$$\psi = h/u_2^2 = \psi_i \eta,$$

где $\eta = h/h_i$, причем вид полезного и затраченного напоров (политропный или адиабатный, по статическим или заторможенным параметрам и т.п.) определяет вид КПД. Выражения (3.20) относятся к центробежным ступеням. Для осевых ступеней напоры должны быть отнесены к u или u_n .

3.3. Связь размерных и безразмерных параметров.

Напорная характеристика РК с бесконечным числом лопаток

Напорной характеристикой называется зависимость напора от производительности. Рассмотрим напорную характеристику некоторого идеализированного РК, а именно, имеющего бесконечно большое число бесконечно тонких лопаток. Подобное предположение позволяет считать угол отставания потока на выходе из колеса бесконечно близким к 0, т.е. $\beta_2 = \beta_{л2}$. Действительно, межлопаточные каналы нулевой ширины заставляют поток двигаться строго в направлении своих стенок, в том числе и на выходе.

Рассмотрим напорную характеристику компрессорного колеса с нулевой закруткой на входе $c_{u1} = 0$. Это характерно, в частности, для РК ПЦК, за исключением тех случаев, когда на входе в колесе установлены специальные направляющие лопатки, положение которых может быть изменено специальным механизмом так, что угол их выхода может принимать разные значения $\alpha_{л1} \ll 90^\circ$. При $\alpha_{л1} \neq 90^\circ$ на входе в РК создается положительная или отрицательная закрутка.

Будем анализировать напорную характеристику РК с $c_{u1} = 0$ в безразмерном виде, а именно, $\psi_T = f(\varphi_2)$, где $\psi_T = h_T/u_2^2 = c_{u2}/u_2$. Сразу поясним тот факт, что знание безразмерных коэффициентов ψ_T и φ_2 для того или иного компрессора позволяет легко найти его производительность и конечное давление:

$$\bar{m} = \rho_2 \bar{V}_2 = \frac{P_2}{RT_2} 2\pi r_2 b_2 u_2 \varphi_2$$

и

$$p_k = p_n \pi = p_n \left[(k-1) \psi_T \frac{u_2^2}{kRT_n} + 1 \right]^{k-1} \eta_{\pi}, \quad (3.21)$$

так как

$$h_T = \psi_T u_2^2 = \frac{k}{k-1} RT_n \left[\pi^{\frac{k-1}{k\eta_{\pi}}} - 1 \right].$$

Как известно, произведение kRT равно квадрату скорости распространения малых возмущений в газе, т.е. скорости распространения волн давления малой амплитуды. Такими волнами являются, в частности, звуковые волны, поэтому скорость распространения малых возмущений называют для краткости скоростью звука. Эта скорость является как бы мерой упругости газа – в абсолютно твердом теле, ввиду отсутствия деформаций, она бесконечно велика.

Понятно, что, чем более упругий газ, тем труднее его сжать, т.е. тем больший теоретический напор $\psi_T u_2^2$ нужно ему сообщить для получения заданного конечного давления p_k . В газовой динамике широко применяется так называемый критерий сжимаемости – **число Маха** $M = c/a$, где c – скорость движения газа, а a – скорость звука. Чем больше число M , тем сильнее будет меняться плотность газа при его движении от рассматриваемой точки с изменением скорости c . Таким образом, существует прямая аналогия между физическим числом $M = c/a$ и **условным числом Маха** $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_n}$, которое широко используется в теории ТК.

В числе M_u скорость u_2 отражает затрачиваемую на сжатие газа удельную работу, а скорость звука в начальном сечении $a_n = \sqrt{kRT_n}$ – упругость газа. Мы видим, что отношение давлений определяется следующими безразмерными величинами: коэффициентом напора, КПД, числом M_u , показателем адиабаты k :

$$\pi = \frac{p_k}{p_n} = \left[1 + (k-1) \psi_T M_u^2 \right]^{k-1} \eta_{\pi}. \quad (3.22)$$

Установив связь между безразмерными и размерными параметрами, вернемся к рассмотрению безразмерной напорной характеристики.

Из выходного треугольника скоростей у гипотетического рабочего колеса с бесконечным числом лопаток:

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2}, \quad w_{u2}/w_{r2} = \operatorname{ctg}\beta_{\lambda 2}, \quad \psi_T = c_{u2}/u_2 = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg}\beta_{\lambda 2}. \quad (3.23)$$

Анализ трех основных вариантов напорной характеристики:

1. $\beta_{\lambda 2} < 90^\circ$ («лопатки, загнутые назад»).

В этом случае увеличение расхода линейно уменьшает напор и наоборот (рис.16).

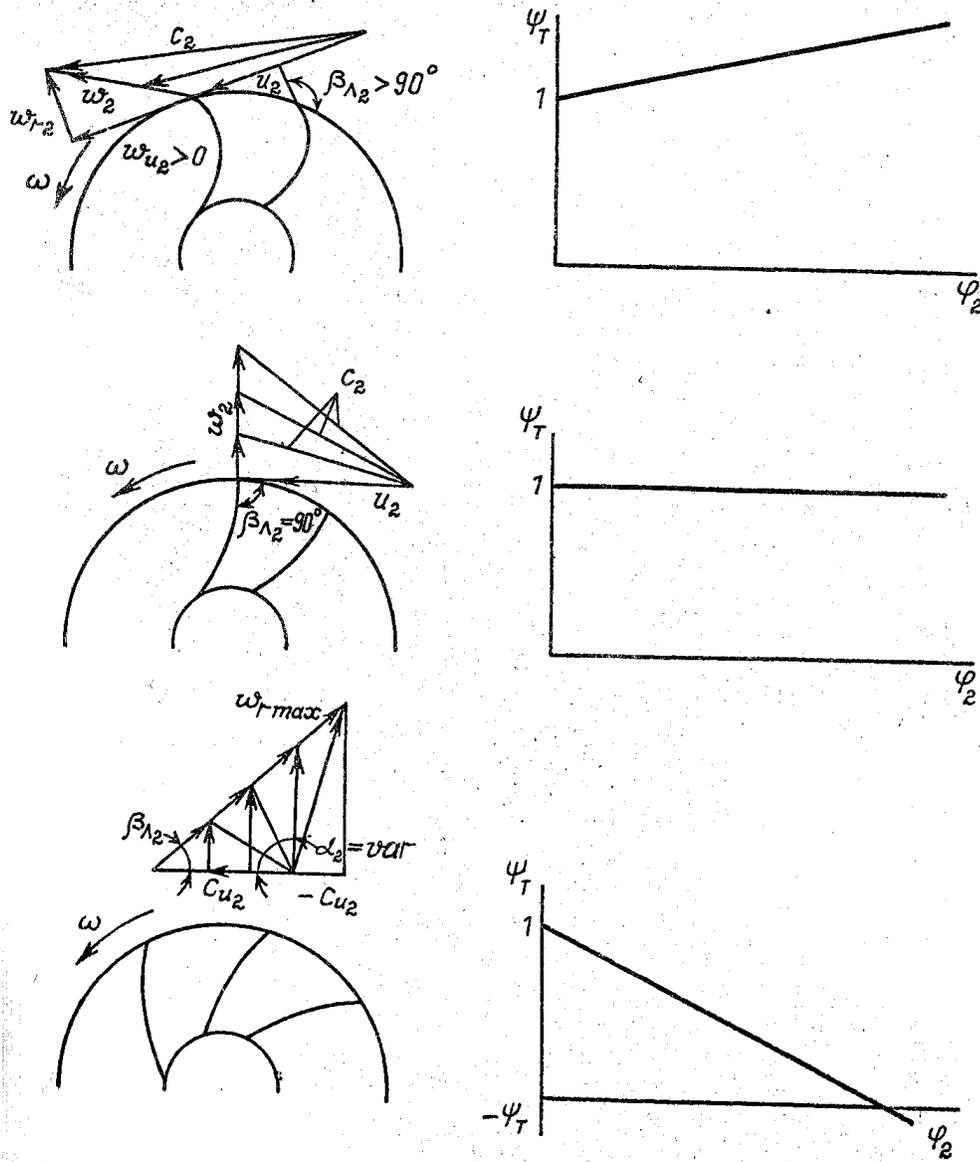


Рис.16. Выходные треугольники скоростей и напорные характеристики идеальных РК при бесконечном числе лопаток и $\beta_{\lambda 2} \ll 90^\circ$ ($c_{u1} = 0$): сверху – $\beta_{\lambda 2} > 90^\circ$ («загнутые вперед лопатки»); в середине – $\beta_{\lambda 2} = 90^\circ$ («радиально оканчивающиеся лопатки»); внизу – $\beta_{\lambda 2} < 90^\circ$ («лопатки, загнутые назад»).

При нулевом расходе $\varphi_2 = 0$ (при полностью закрытом для газа выходе компрессора) коэффициент теоретического напора достигает максимально возможной величины $\psi_T = c_{u2}/u_2 = 1$ – поток закручивается на выходе на величину окружной скорости колеса.

Чем больше расход, тем меньше загнутые назад лопатки успевают раскручивать поток. При некотором $\varphi_2 = \varphi_{2\max}$ лопатки как бы вообще перестают «догонять» поток, который проходит через колесо в абсолютном движении в чисто радиальном направлении – $\psi_T = 0$, так как $c_{u2} = 0$. В идеальном компрессоре ($h_r = 0$) такое движение возможно, если газ движется по инерции с начальной скоростью c_1 , соответствующей $\varphi_2 = \varphi_{2\max}$.

В реальном компрессоре, поскольку РК при $\varphi_2 = \varphi_{2\max}$ напора газу не сообщает, для преодоления сопротивления движению в компрессоре необходим внешний источник энергии. Такое течение, а так же течение с $\varphi_2 > \varphi_{2\max}$ может осуществляться в последних ступенях многоступенчатых компрессоров на таких нерасчетных режимах работы, при которых уменьшение плотности газа в проточной части меньше расчетного. Это может иметь место:

- при производительности компрессора больше расчетной – «недожатие» газа происходит из-за пониженной величины коэффициента напора;
- при оборотах ротора меньше расчетных – «недожатие» газа происходит из-за пониженной окружной скорости.

Из условия $\psi_T = 1 - \varphi_{2\max} \operatorname{ctg} \beta_{л2} = 0$ максимальная величина коэффициента расхода равна:

$$\varphi_{2\max} = \operatorname{tg} \beta_{л2}. \quad (3.24)$$

Чем больше $\beta_{л2}$, тем большее $\varphi_{2\max}$ имеет «идеальное» рабочее колесо. При $\beta_{л2} = 20^\circ$, 40° и 60° $\varphi_{2\max}$ равно соответственно 0.36, 0.84 и 1.73.

Случаи течения с $\varphi_2 > \varphi_{2\max}$ также возможны (рис.16). Если характеристика переходит из первого в четвертый квадрант, напор отрицателен. Центробежный компрессор превращается в центробежную турбину, газ как бы «догоняет» колесо, «упирается» в заднюю поверхность лопатки и «отталкиваясь» от нее приобретает отрицательную закрутку.

Эти режимы имеют место на последних ступенях многоступенчатых компрессоров, $\bar{m} \gg \bar{m}_p$ или $M_u \ll M_{up}$. Первые ступени работают как компрессорные, а последующие как турбинные (пояснения этому факту, связанному со сжимаемостью газа, будут даны в последующих разделах). КПД центробежных турбин вообще невысок (обычно турбины делают центростремительными, что эффективнее). К тому же, компрессорные ступени не приспособлены к работе с $\bar{V} \gg \bar{V}_p$ ($i \ll 0$, неблагоприятное обтекание лопаток). Поэтому происходящая в компрессоре циркуляция мощности – от вала к газу в первых ступенях и обратно в последних – приводит к большим потерям. Потребляемая от двигателя мощность значительна, а конечное давление сильно пониженное.

2. $\beta_{л2} = 90^\circ$ («радиально оканчивающиеся лопатки»).

В этом случае котангенс угла выхода лопаток равен нулю и коэффициент напора не зависит от производительности

$$\psi_T = f(\varphi_2) = \operatorname{const} = 1.$$

Соответствующие треугольники скоростей и графическая зависимость $\psi_T = f(\varphi_2)$ показаны на рис.16.

В этом случае, как бы велики (или малы) не были скорость или соответствующий коэффициент расхода, радиальная поверхность лопатки сообщит газу одну и ту же величину закрутки, равную окружной скорости u_2 . Теоретически коэффициент расхода такого колеса может быть сколь угодно велик (практически этому мешают потери, возрастающие пропорционально квадрату скорости, т.е. квадрату расхода, с которым скорость связана прямо пропорционально).

3. $\beta_{л2} > 90^\circ$ («загнутые вперед лопатки»).

В этом случае котангенс выходного угла лопаток меняет знак на противоположный:

$$\psi_T = 1 + \varphi_2 |\operatorname{ctg} \beta_{л2}| \quad \text{при } \beta_{л2} > 90^\circ.$$

Теоретический напор при $\beta_{л2} > 90^\circ$ растет пропорционально расходу (рис.16). Загнутые вперед лопатки сообщают газу закрутку большую, чем u_2 . Причем тем большую, чем больше расход. Теоретически коэффициент напора может быть бесконечно большим при бесконечно большом коэффициенте расхода. К сожалению, такая заманчивая возможность не может быть реализована из-за недопустимого роста потерь при больших скоростях потока по отношению к окружной скорости.

3.4. Анализ влияния расчетного коэффициента напора на КПД центробежной ступени

Выбор больших выходных углов лопаток при проектировании проточной части кажется заманчивым решением, так как позволяет передавать газу большую механическую энергию. Однако, представленные выше схемы треугольников скоростей (рис.16) демонстрируют рост абсолютной скорости потока на выходе из РК при увеличении выходного угла лопаток. Это неизбежно ведет к росту потерь напора в неподвижных элементах ступеней. Анализ проблемы и опыт проектирования показывает, что выбор коэффициента напора РК на расчетном режиме в значительной степени определяет величину КПД ступени. Покажем это с помощью простых аналитических соотношений, пригодных, правда, только для качественного анализа, так как они включают некоторые соотношения и величины, которые могут быть определены только эмпирически.

Представим гидравлический КПД ступени в зависимости от потерь в РК и последующих неподвижных элементах:

$$\eta_w = 1 - \Delta\eta_w = (h_T - h_{w\text{ РК}} - h_{w\text{ нэ}})/h_T = 1 - (h_{w\text{ РК}} + h_{w\text{ нэ}})/h_T,$$

где $\Delta\eta_w$ – потеря КПД.

Определив потери через коэффициенты потерь, получим:

$$\Delta\eta_w = 0.5\zeta_{\text{РК}} \bar{w}_1^2 / \psi_T + 0.5\zeta_{\text{нэ}} \bar{c}_2^2 / \psi_T, \quad (3.25)$$

При прочих равных условиях с ростом ψ_T величина $\Delta\eta_w$ должна уменьшаться, так как потерянный напор (числитель) относится к большей передаваемой работе. Однако с ростом ψ_T увеличивается величина кинетической энергии на выходе из РК ($0.5\bar{c}_2^2$). Кроме

того, при больших ψ_T имеет место большее отклонение потока от инерциального направления лопатками РК, что сопровождается большими потерями.

Из других величин в (3.25) входят также \bar{w}_1 , не зависящая от ψ_T , а определяемая только входными треугольниками скоростей, и коэффициент потерь неподвижных элементов $\zeta_{нз}$, который в первом приближении примем независимым от ψ_T .

Оценим значение $\psi_{Тр}$, которое соответствует максимальному КПД на расчетном режиме, т.е. рассматриваются расчетные режимы ступеней с колесами разной напорности и с соответствующей конструкцией неподвижных элементов.

Данные экспериментов показывают, что с ростом $\psi_{Тр}$ коэффициент потерь колеса монотонно увеличивается, причем наиболее быстрый рост $\zeta_{рк}$ наблюдается при $\psi_T > 0.78 \div 0.85$. Приблизительно опытные данные можно аппроксимировать степенной зависимостью $\zeta_{рк} = \zeta_0 + a\psi_{Тр}^n$, где ζ_0 – коэффициент потерь лопаточной решетки, не отклоняющей поток ($\psi_T = 0$), а «а» и «n» – коэффициенты, причем $n > 1$. Лопаточные решетки РК, не отклоняющие поток, не применяются на практике и рассматриваются здесь как предельный случай, соответствующий минимуму потерь.

Связь между \bar{c}_2 и ψ_T может быть различной, в зависимости от выбранного способа профилирования колеса. Примем, что у рассматриваемых РК разной напорности сохраняется одинаковым направление абсолютной скорости на выходе из РК ($\alpha_2 = \text{const}$). Это характеризует, в частности, близость условий работы неподвижных элементов с колесами разной напорности. Выходные треугольники скоростей в этом случае показаны на рис.17. При этом условии:

$$\bar{c}_2^2 = \bar{c}_{u2}^2 + \bar{c}_{r2}^2 = \psi_{Тр}^2 (1 + \text{tg}^2 \alpha_2).$$

Выражение (3.25) с учетом сказанного выше получит вид:

$$\Delta\eta_w = 0.5((\zeta_0 + a\psi_{Тр}^n)/\psi_{Тр}) \bar{w}_1^2 + 0.5\zeta_{нз}\psi_{Тр}(1 + \text{tg}^2 \alpha_2).$$

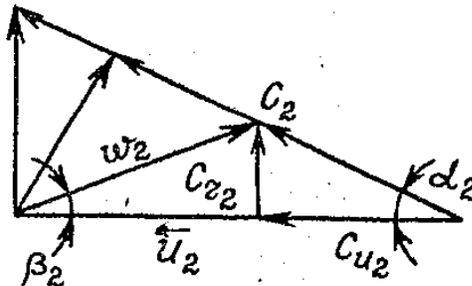


Рис.17. Выходные треугольники скоростей рабочих колёс с различными $\psi_T = c_{u2}/u_2$ при $\alpha_2 = \text{const}$
Дифференцируя по $\psi_{Тр}$ и приравнивая к нулю, получим:

$$a(n-1)\bar{w}_1^2 \psi_{Тр}^{n-1} + \zeta_{нз}(1 + \text{tg}^2 \alpha_2) = 0.$$

Рассмотрим типичную ступень с $\bar{w}_1 = 0.65$; $\zeta_{нз} \approx 0.25$, $\alpha_2 = 25^\circ$. Анализ опытных данных кафедры КВХТ показывает, что для хорошо спрофилированных РК можно в качестве ориентировочной принять зависимость $\zeta_{рк} = \zeta_0 + a\psi_p^n = 0.1 + 0.28\psi_{Тр}^3$. График потерь КПД $\Delta\eta = 1 - \eta = h_r / h_i$, построенный на основании приведённой зависимости, показывает, что минимум $\Delta\eta$, а следовательно максимально возможный КПД соответствует коэффициенту теоретического напора $\psi_{Тр}$ чуть менее 0.4, что является небольшой величиной для центробежных колес (рис.18). В соответствии с проделанным анализом повышение напорности РК может быть достигнуто путем некоторого снижения максимального КПД ступени, которое происходит из-за роста потерь в колесе (увеличивается $\zeta_{рк}$) и неподвижных элементов (увеличивается \bar{c}_2).

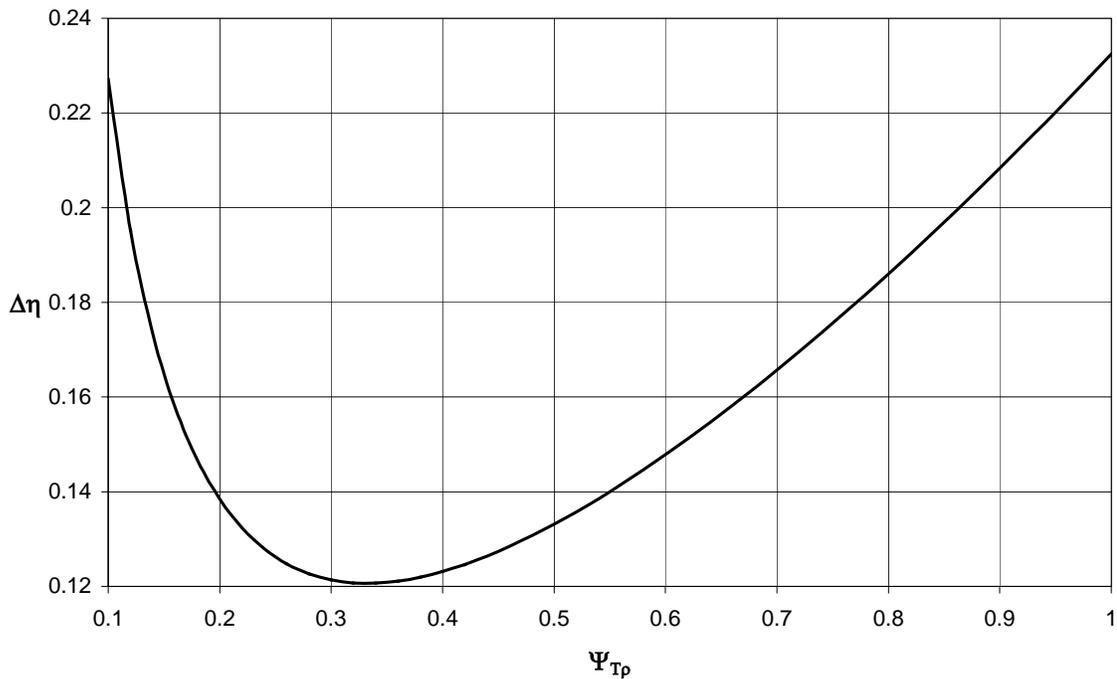


Рис.18. Зависимость потерь КПД ступени от расчётного значения коэффициента напора на оптимальном режиме работы

Проделанный анализ подтверждает, что максимальный КПД ступени может быть получен при вполне определенном значении $\psi_{Тр}$. При решении задач проектирования чаще приходится иметь дело с $\psi_T > \psi_{Тр\text{ опт}}$, поэтому важно оценить, как выбор ψ_T влияет на уровень абсолютных скоростей на выходе из РК. В следующем подразделе этот вопрос анализируется на примере идеализированного РК с бесконечным числом лопаток.

3.5. Степень реактивности и статический напор РК в зависимости от коэффициента расхода при разных $\beta_{л2}$ ($z = \infty$)

Как было показано в п.3.2, для эффективности работы ступени центробежного компрессора немаловажное значение имеет уровень кинетической энергии на выходе из РК, определяемый соотношением между всей подведенной в колесе работой и той ее долей, которая использовалась на сжатие газа в самом колесе, т.е. степенью реактивности.

При прочих равных условиях преимущество в КПД ступеней должно быть на стороне тех, на выходе из РК которых $c_2 = c_2/u_2$ меньше, т.е. у ступеней, у которых степень реактивности больше.

Итак, для идеального РК с $h_r = 0$, $z = \infty$ (т.е. при $\beta_2 = \beta_{л2}$), $c_{u1} = 0$ и при дополнительном упрощающем условии $c_{r1} = c_{r2}$, получим следующее соотношение между политропным напором РК и всем подведенным (индекс "Т" у степени реактивности указывает на перечисленные выше условия):

$$\Omega_T = \frac{h_{п}}{h_T} = \frac{h_T - h_d}{h_T} = 1 - \frac{h_d}{h_T} = 1 - 0.5 \frac{c_2^2 - c_1^2}{c_{u2} u_2} = 1 - 0.5 \frac{c_{u2}^2 + c_{r2}^2 - c_{r1}^2}{c_{u2} u_2},$$

или $\Omega_T = 1 - 0.5\psi_T$ и при $\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}$:

$$\Omega_T = 0.5(1 + \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}).$$

Из полученных соотношений следует:

1. При $\beta_{л2} < 90^\circ$ минимальное значение $\Omega_T = 0.5$ (половина идет на сжатие, половина на увеличение скорости) соответствует максимальному $\psi_T = 1$ при нулевом расходе $\varphi_2 = 0$. При росте расхода Ω_T увеличивается, достигая максимума $\Omega_T = 1$ при $\varphi_2 = \varphi_{2\max} = \operatorname{tg} \beta_{л2}$ ($\psi_T = 0$). Сказанное иллюстрирует график на рис.19.

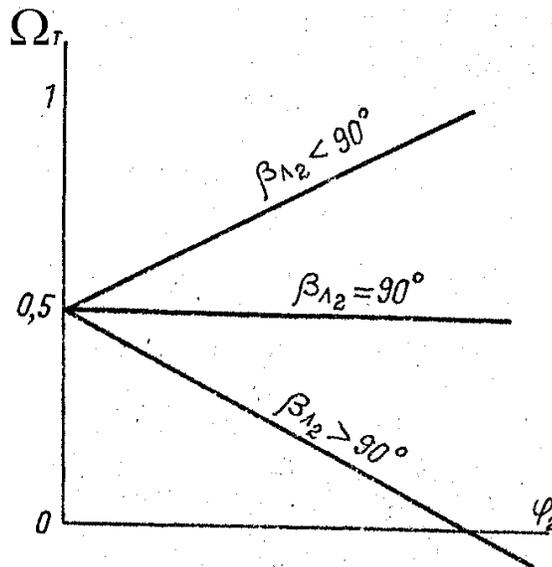


Рис.19. Зависимость $\Omega = f(\varphi_2)$ для РК с $\beta_{л2} \ll 90^\circ$ ($z = \infty$)

2. При $\beta_{л2} = 90^\circ$ величина $\Omega_T = 0.5$ не зависит от расхода (см. рис.19).

3. При $\beta_{л2} > 90^\circ$ котангенс угла отрицателен, поэтому максимальное $\Omega_T = 0.5$ соответствует нулевому расходу $\varphi_2 = 0$, а при росте φ_2 степень реактивности уменьшается. При некотором φ_2 она становится равной нулю, т.е. весь напор h_T идет на увеличение динамического напора $0.5(c_2^2 - c_1^2) = 0.5c_{u2}^2$. Нулевой реактивности соответствует коэффициент расхода $\varphi_2 = -\text{tg}\beta_{л2}$ (при $\beta_{л2} > 90^\circ$ тангенс угла отрицателен).

В принципе, возможна работа колес с $\beta_{л2} > 90^\circ$ и при $\varphi_2 > \varphi_{2(\Omega_T = 0)}$. Тогда в колесе статическое давление даже уменьшается, за счет чего дополнительно к h_T растет кинетическая энергия потока на выходе из РК.

4. Еще раз обратим внимание на тот факт, что при условии $c_1 = c_{r1} = c_{r2}$ получено соотношение $\Omega_T = 1 - 0.5\psi_T$, т.е. повышение коэффициента напора может быть достигнуто только путем снижения реактивности.

Затронутый вопрос можно рассмотреть и с несколько другой точки зрения. Пусть требуется установить, какое повышение статического давления может быть достигнуто в РК при заданной окружной скорости. Допустим, речь идет о простейшей ступени ТК, состоящей из одного только РК, без последующего диффузора. Очевидно, в этом случае следует анализировать безразмерный коэффициент статического напора $\psi_{п} = h_{п}/u_2^2$, который связан с ψ_T и Ω_T простым соотношением:

$$h_{п} = \Omega_T h_T, \text{ т.е. } \psi_{п} = \Omega_T \psi_T,$$

или:

$$\psi_{п} = 0.5[1 - (\varphi_2 \text{ctg}\beta_{л2})^2].$$

Из полученного соотношения следует, что с ростом $\beta_{л2}$ при заданном φ_2 коэффициент статического напора рабочего колеса сначала растет, достигая максимально возможного значения $\psi_{п} = 0.5$ при $\beta_{л2} = 90^\circ$ (тогда $\text{ctg}\beta_{л2} = 0$). При дальнейшем увеличении $\beta_{л2}$, котангенс угла становится отрицательным, но его абсолютное значение растет. Поскольку в зависимость для $\psi_{п}$ котангенс угла входит во второй степени, в формуле перед $\varphi_2 \text{ctg}\beta_{л2}$ остается знак минус, т.е. увеличение $\beta_{л2}$ сверх 90° приводит к уменьшению статического напора (напомним, что подводимая к газу работа – коэффициент ψ_T – тем больше, чем больше $\beta_{л2}$). Это иллюстрируется графически на рис.20.

Статический напор равен нулю ($\psi_{п} = 0$), если коэффициент расхода:

$$\varphi_{2(\psi_{п} = 0)} = |\text{tg}\beta_{л2}|,$$

т.е. той же величине для РК с $\beta_{л2} < 90^\circ$, при которой теоретический напор этих колес нулевой.

Все сделанные заключения были основаны на анализе выходного треугольника скоростей в предположении $c_1 = c_{r1} = c_{r2}$ и $\beta_2 = \beta_{л2}$. Последнее предположение можно заменить близким к действительности условием:

$$\beta_2 = f(\varphi_2) = \text{const.}$$

В этом случае результаты проделанного анализа остаются неизменными.

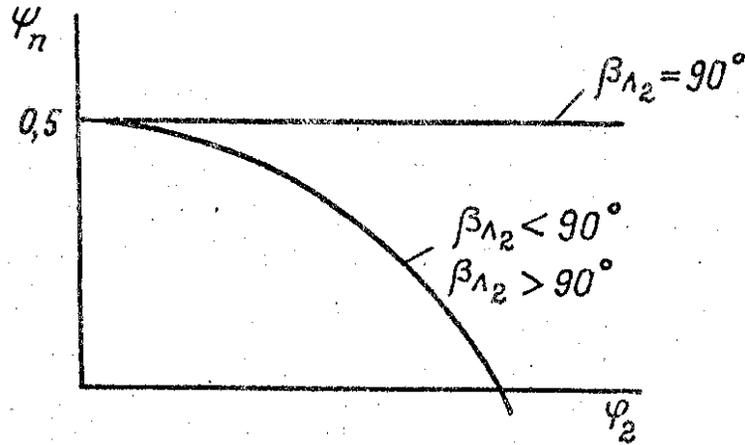


Рис.20. Зависимость коэффициента статического напора РК от коэффициента расхода при различных $\beta_{\Lambda_2} \ll 90^\circ$

3.6. Статический напор РК при конечном числе лопаток

Величину статического напора можно найти для колеса как с бесконечным, так и с конечным числом лопаток, используя для этого уравнения Эйлера и Бернулли. Ради упрощения рассматривается идеальное РК с $h_r = 0$:

$$h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1 = h_\pi + h_d,$$

откуда

$$h_{\pi \text{ РК}} = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1 - 0.5(c_2^2 - c_1^2).$$

Выразим произведение $c_u u$ через абсолютную и относительную скорости потока на основе соотношений между сторонами в треугольнике скоростей:

$$w^2 = w_u^2 + c_r^2 = (u - c_u)^2 + c_r^2 = u^2 - 2c_u u + c_u^2 + c_r^2,$$

и так как $c_u^2 + c_r^2 = c^2$:

$$c_u u = 0.5(c^2 + u^2 - w^2).$$

Тогда

$$h_{\pi \text{ РК}} = 0.5(w_1^2 - w_2^2) + 0.5(u_2^2 - u_1^2). \quad *) \quad (3.26)$$

В неподвижном канале ($h_r = 0$) $h_\pi = 0.5(c_1^2 - c_2^2)$ – статический напор получается только за счет уменьшения скорости движения газа в канале. В центробежном РК статический напор получается не только за счет уменьшения скорости движения газа в канале (в данном случае – относительной), но и за счет увеличения скорости окружной.

При одинаковом замедлении потока в неподвижном канале и в РК $\dot{c} = c_2/c_1 = \dot{w} = w_2/w_1$ в центробежном колесе ($u_2 > u_1$) приращение давления больше, чем в неподвижном канале. В РК осевого компрессора скорости u_1 и u_2 (т.е. входа и выхода

*) В курсе теории турбомашин этот же результат получают анализируя силы инерции, действующие в потоке газа во вращающейся системе координат – вывод **уравнения Бернулли для относительного движения**.

межлопаточных каналов) практически, или в точности одинаковы, поэтому приращение давления в РК такое же, как в неподвижном канале при $c = w$. В РК ОК приращение давления может быть получено только благодаря диффузорности межлопаточных каналов.

При движении газа от периферии к центру разность $u_2^2 - u_1^2$ отрицательна и из-за уменьшения окружной скорости $u = \omega r$ давление в межлопаточных каналах снижается. Условие $u_2 > u_1$ способствует повышению давления, поэтому радиальные колеса компрессоров нужно делать центробежными. У турбин механическую работу на валу получают за счет снижения давления газа. В этом случае центростремительное колесо предпочтительнее.

Иногда, из-за особенностей компоновки оказывается целесообразным сделать, например, турбину с центробежным колесом. Это допустимо, если время работы такой машины невелико (двигатели торпед и т.п.). Центростремительный компрессор и центробежная турбина всегда будут иметь пониженный КПД.

3.7. Классификация рабочих колес ПЦК, целесообразные области применения

Сделанные выше выводы о влиянии $\beta_{л2}$ и φ_2 на характеристики идеализированных рабочих колес представляют двоякий интерес;

1. С точки зрения методики, изучающей теорию ТК наглядно убеждается, сколь познавательным оказывается метод анализа треугольников скоростей. Фактически мы использовали только простую тригонометрическую связь между $\psi_T = c_{u2}/u_2 = \bar{c}_{u2}$ и $\varphi_2 = c_{r2}/u_2 = \bar{c}_{r2}$, уравнение Эйлера и уравнение Бернулли, получив при этом довольно значительные сведения об особенностях работы РК.

2. Для практических инженерных приложений важен тот факт, что к свойствам реальных РК этот качественный анализ вполне применим.

Реальные РК отличаются от рассмотренных выше следующим:

- по сравнению с идеальными РК в колесах реальных компрессоров имеют место потери напора;

- в реальных РК поток отстаёт на выходе от направления лопаток $\beta_{л2}$, как из-за их конечного числа, так и дополнительно из-за потерь напора (образование пограничных слоев, отрывы потока), которые способствуют еще большему отставанию. Наличие потерь увеличивает угол отставания $\delta_2 = \beta_{л2} - \beta_2$ в реальном компрессоре по сравнению с точно таким же по размерам идеальным компрессором.

Для расчета коэффициента теоретического напора рабочих колес рекомендовано много методов и формул. Наиболее точной, универсальной (т.е. дающей наилучшие результаты применительно к РК разного типа) и теоретически обоснованной из имеющихся в настоящее время следует считать формулу, рекомендованную в монографии [5]. Её использование требует некоторых предварительных вычислений, которые не затруднительны при инженерных приложениях, но загромождали бы проводимый нами анализ. Поэтому воспользуемся простой и хорошо известной формулой Стодола. В ее основу положена очень поверхностная схема течения, но собственно влияние числа лопаток она отражает:

$$\psi_T = \psi_{T\infty} - \Delta \bar{c}_{u2} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \frac{\pi}{2} \sin \beta_{л2}.$$

где $\psi_{T\infty}$ – коэффициент напора идеального РК с бесконечным числом лопаток,

$$\Delta \bar{c}_{u2} = \frac{\pi}{2} \sin \beta_{л2} - \text{уменьшение закрутки потока на выходе из РК из-за конечного числа}$$

лопаток.

Из формулы Стодола следует, что у реального РК напорная характеристика, как и у идеального, линейна, но идет ниже. На рис.21 тонкими линиями нанесены напорные характеристики РК с $\beta_{л2} = 20^\circ$ ($z = 7$), $\beta_{л2} = 45^\circ$ ($z = 20$), $\beta_{л2} = 90^\circ$ ($z = 30$) при бесконечном числе лопаток и рассчитанные по формуле Стодола – толстые линии. Подчеркиваем, что формула Стодола дает, в общем, значительные ошибки при расчете ψ_T . Поэтому толстые линии следует рассматривать только с качественной точки зрения. Выделим следующее:

Реальные характеристики $\psi_T = f(\varphi_2)$ в своей большей части практически линейны, но лежат ниже, чем у соответствующего идеального компрессора. У быстроходных ТК при некотором $\varphi_2 > \varphi_{2p}$ наступает резкое отклонение от линейности, напор снижается быстрее. Это указывает на начало «запирания» каналов ТК при приближении скорости течения к скорости звука. Такое явление хорошо известно из курса общей гидрогазодинамики: разогнать поток до сверхзвуковой скорости можно только в каналах специальной формы («сопло Лавалья»). В каналах с монотонным изменением проходного сечения (как, в частности, в диффузорных каналах ТК) звуковая скорость превышена быть не может. Поэтому объемная производительность ТК не может быть больше той, которая соответствует наступлению звуковой скорости в самом узком сечении межлопаточных каналов колес (или диффузоров).

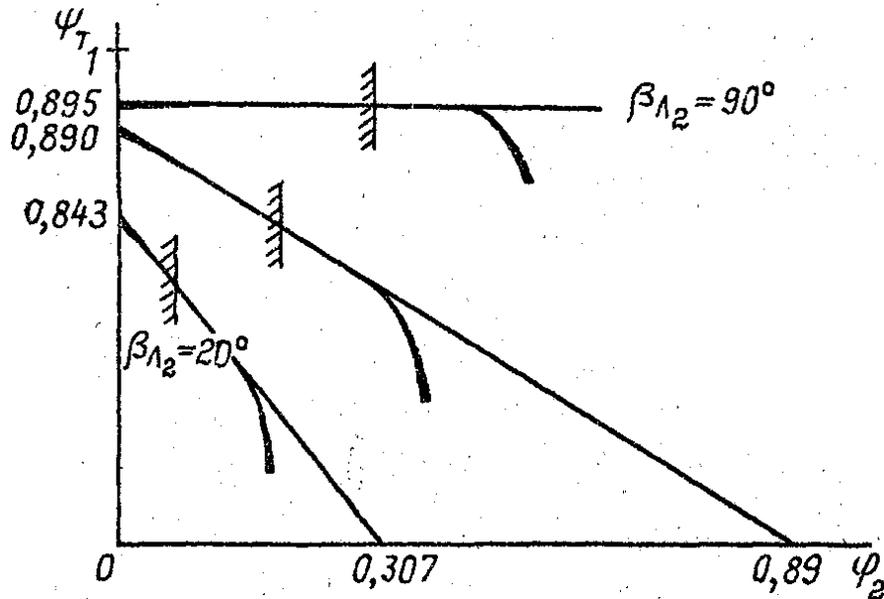


Рис.21. Напорные характеристики РК с различными выходными углами (по формуле Стодола)

При малых расходах $\varphi_2 < \varphi_{2p}$ наступает явление, называемое помпажем. Работа системы компрессор-сеть становится неустойчивой: газ из полости нагнетания прорывается сквозь компрессор на всасывание. Таким образом, направление движения газа в компрессоре периодически меняется на противоположное. Соответственно меняют

свою величину и направление аэродинамические силы, что грозит полной аварией установки. На таких режимах работа промышленных и транспортных ТК категорически недопустима. Области характеристик при $\varphi_2 < \varphi_{2кр}$, соответствующие зоне помпажа, отделены на рис.21 вертикальными линиями, заштрихованными с одной стороны.

Сравнивая характеристики колес с разным $\beta_{л2}$, можно сделать следующие выводы:

1. Наклон характеристик увеличивается с уменьшением $\beta_{л2}$, т.е. при уменьшении расхода сильнее возрастает напор у РК с меньшим $\beta_{л2}$. По определенным обстоятельствам это способствует отдалению границы помпажа от расчетного режима, т.е. ширина зоны устойчивой работы увеличивается.

2. С увеличением $\beta_{л2}$ увеличивается величина $\varphi_{2р}$, т.е. значения коэффициентов расхода, на которые следует проектировать РК. Ясно, что $\varphi_{2р}$ должны быть равны или близки к $\varphi_{2опт}$, соответствующему максимальному КПД. Рост $\varphi_{2р}$ с ростом $\beta_{л2}$ понятен, если принять во внимание тот факт, что для РК с малыми $\beta_{л2}$ величина $\varphi_{2опт}$ не может быть большой из-за сильного снижения напора. Напомним, что $\Delta\eta = 0.5 \frac{\zeta}{\psi_T} \bar{w}_1^2$. При росте φ_2 у этих колес не только возрастает \bar{w}_1^2 , но и уменьшается ψ_T . У колес же с большими $\beta_{л2}$ нельзя иметь очень малые $\varphi_{2р}$, так как это сильно влияет на отношение скоростей в межлопаточных каналах:

$$\dot{w} = w_2 / w_1 = \frac{\varphi_2 u_2}{w_1 \sin \beta_2}.$$

Чем больше $\beta_{л2}$ (а значит, и β_2), тем меньше \dot{w} при заданных φ_2 и \bar{w}_1 . Малая величина \dot{w} означает большую величину коэффициента потерь $\zeta_{рк}$. Рекомендуемые значения отношения скоростей для рабочих колес равны $\dot{w} \geq 0.65 \div 0.7$ [5].

Отсюда следуют практические рекомендации оптимальных значений коэффициента расхода на расчетном режиме для РК с разными выходными углами лопаток:

- $\beta_{л2} \approx 20 \div 25^\circ$ $\varphi_{2\text{ опт р}} \approx 0.12 \div 0.17$;
- $\beta_{л2} \approx 45^\circ$ $\varphi_{2\text{ опт р}} \approx 0.22 \div 0.3$;
- $\beta_{л2} \approx 90^\circ$ $\varphi_{2\text{ опт р}} \approx 0.25 \div 0.35$.

Так как рекомендуемое отношение скоростей $\dot{w} \geq 0.65 \div 0.7$ зависит так же и от скорости потока на входе в РК, то сделанная выше рекомендация носит ориентировочный характер.

3. С ростом $\beta_{л2}$ увеличивается напор и снижается степень реактивности: $\Omega_T = 1 - 0.5\psi_T$ (при $c_1 = c_{r1} = c_{r2}$). Даже при самом тщательном проектировании у РК с большими $\beta_{л2}$ эффективность ниже, а КПД ступеней снижается дополнительно из-за роста потерь в НЭ при увеличении c_2 (раздел 3.4).

Итак, если при заданных D_2 и u_2 требуются возможно больший расход и напор, предпочтительнее РК с большими ψ_{Tr} . Если важен высокий КПД и широкая зона работы – лучше применять РК с малыми ψ_{Tr} .

Наклон напорной характеристики $\psi_T = f(\varphi_2)$ также очень важен:

- крутая напорная характеристика отдаляет границу помпажа от расчетного расхода,

- пологая напорная характеристика расширяет зону работы при расходе больше расчетного,
- наклон напорной характеристики определяет характеристику потребляемой мощности $N_T = f(\bar{m}) = h_T \bar{m}$. При пологой напорной характеристике мощность быстро возрастает с увеличением расхода.

Конкретный пример использования РК разной напорности дают многоступенчатые ПЦК. В многоступенчатом ТК объемный расход уменьшается от ступени к ступени. Поэтому на первых ступенях предпочтительней высоконапорные РК с большими φ_{2p} , на последних – низконапорные, с малыми φ_{2p} . К тому же и требования к зоне устойчивой работы для последних ступеней более строгие, что также делает РК с малыми ψ_{Tr} предпочтительнее (различие в требованиях к зоне первых и последних ступеней связаны с влиянием сжимаемости).

Практика проектирования требует применения ступеней с РК разной напорности. По существующей традиции в зависимости от угла выхода лопаток рабочие колеса относят к разным группам:

1. РК с $\beta_{л2} = 20 - 25^\circ$ – насосные;
2. РК с $\beta_{л2} = 30 - 35^\circ$ – промежуточные;
3. РК с $\beta_{л2} = 45 - 50^\circ$ – компрессорные;
4. РК с $\beta_{л2} = 60 - 65^\circ$ – высоконапорные;
5. РК с $\beta_{л2} = 90^\circ$ – «радиальная звезда».

Отметим, что на основе новых, аэродинамически обоснованных методов проектирования на кафедре КВХТ [5] созданы и продолжают разрабатываться высокоэффективные типовые ступени для ПЦК, для которых характерен увеличенный угол отставания потока на выходе из РК. В этом случае величина $\beta_{л2}$ не является однозначно характерной для оценки напорной характеристики. Большой угол отставания (до $30 - 45^\circ$) приводит к тому, например, что РК конструкции кафедры КВХТ с $\beta_{л2} > 90^\circ$ имеет примерно такую же напорную характеристику, как традиционное РК с $\beta_{л2} = 65^\circ$, но заметно больший КПД и благоприятную зону работы. Широкое использование таких колес делает более целесообразным классифицировать колеса по напорности не на основании $\beta_{л2}$, а непосредственно по ψ_{Tr} [5].

Ступени с $\beta_{л2} > 90^\circ$ (или точнее с $\psi_{Tr} \geq 1$ в соответствии со сказанным выше) обычно не применяются для компрессоров промышленного типа из-за пониженного КПД. К тому же, у таких ступеней граница помпажа практически совпадает с режимом максимального КПД и зона работы узкая. Такие колеса используются только в некоторых вентиляторах, так как при малых отношениях давлений помпаж не опасен. КПД таких вентиляторов невысок. Их применение оправдано возможностью получить нужное отношение давлений и высокий расход при умеренных размерах РК.

Рабочие колеса с $\beta_{л2} < 90^\circ$ выполняют по классической схеме: закрытое колесо и лопатки в радиальной части (см. рис.12). Применяют также закрытые колеса с пространственными лопатками (рис.22). По соображениям прочности для таких колес окружные скорости обычно не превышают 320 м/с, что является, конечно, очень большой величиной, но все же ограничивает повышение давления в одной ступени примерно $\pi \leq 2$ (для воздушных машин).

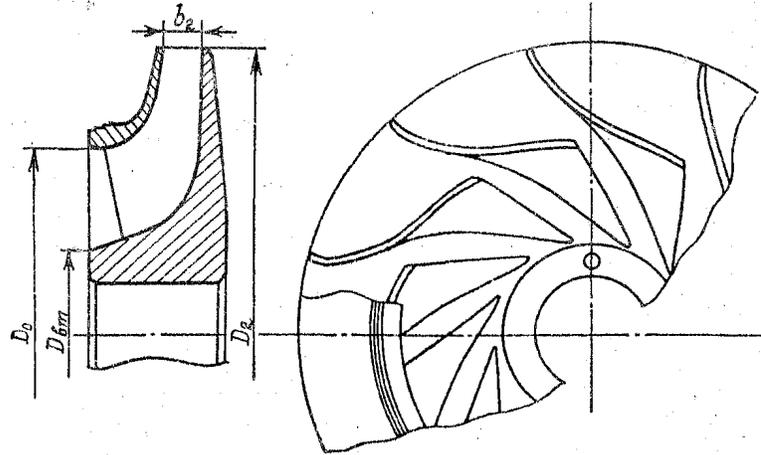


Рис.22. РК с пространственными осерадиальными лопатками

Для создания большого напора применяют полуоткрытые колеса типа «радиальная звезда» с вращающимся направляющим аппаратом (ВРА) – рис.23. Такие колеса особенно прочны. В ПЦК их применяют при $u_2 \leq 420 \div 470$ м/с, а в транспортных ЦК до 650 м/с и более. В последнем случае отношение давлений в одной ступени достигает $\pi = 12 \div 14$.

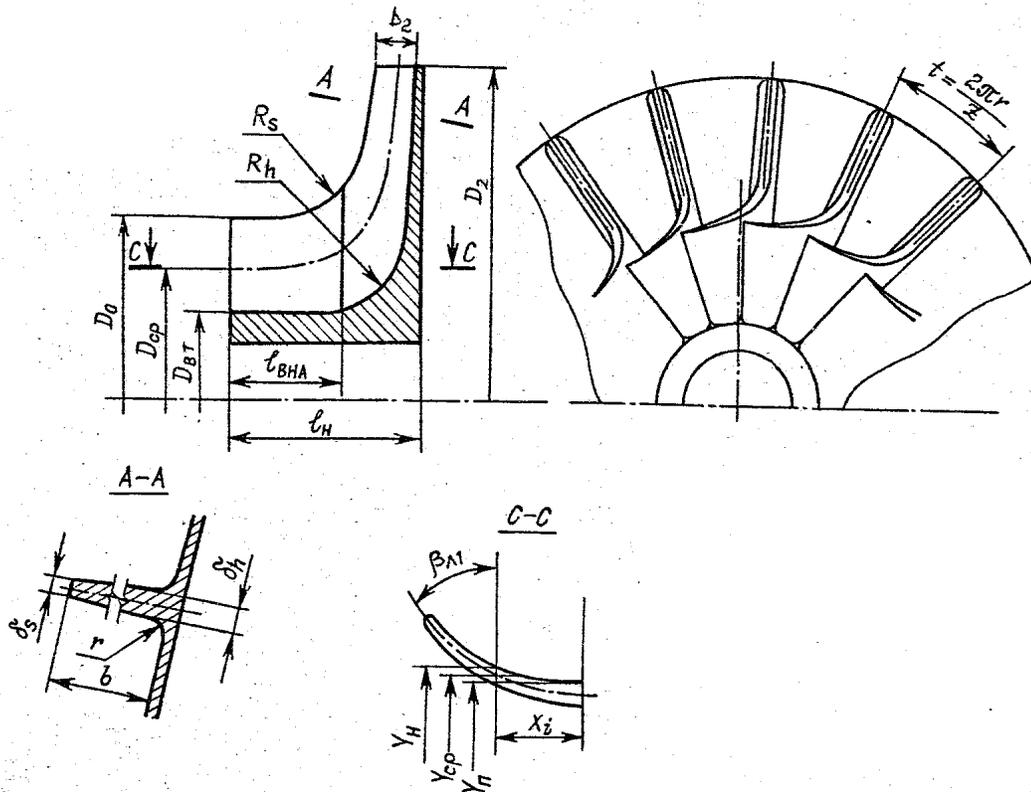


Рис.23. Схема полуоткрытого РК типа «радиальная звезда» с вращающимся направляющим аппаратом

4. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

4.1. Газодинамическое проектирование осевых компрессоров

Газодинамическое проектирование (профилирование) – это процесс определения размеров и формы проточной части, обеспечивающей заданные расход и напор компрессора.

Два этапа профилирования проточной части ОК. При проектировании ОК без использования прототипа (будет рассмотрено позже) сначала рассчитывают треугольники скоростей по всем ступеням на некотором среднем радиусе. За средний радиус обычно принимают среднеарифметический или среднеквадратичный радиусы:

$$r_{cp} = (r_n + r_{вт}) / 2, \text{ или } r_{cp} = ((r_n^2 + r_{вт}^2) / 2)^{0.5}.$$

Это **первый этап** профилирования.

На **втором этапе** рассчитываются треугольники скоростей по высоте лопаток всех ступеней, исходя из данных расчета на среднем радиусе. Задача решается численно – треугольники скоростей рассчитываются на ряде цилиндрических поверхностей (обычно порядка двадцати) по всей высоте лопаток.

Кинематические схемы осевых ступеней. При профилировании на среднем радиусе выбирается одна из возможных **кинематических схем** ступени. Схема определяется значением **степени реактивности** – отношением политропного напора в рабочем колесе к теоретическому напору. В пренебрежении потерями напора в РК и при обычных упрощающих допущениях степень реактивности равна:

$$\Omega = h_{п\text{РК}} / h_T = (h_T - h_d) / h_T = 1 - (c_{u2} + c_{u1}) / 2u.$$

Основные кинематические схемы – ступени с реактивностью 0.5 и 1.0.

Ступень с реактивностью $\Omega = 1.0$. В этом случае вся работа сжатия совершается в РК. Направляющий аппарат (НА) только отклоняет поток в нужном направлении, не повышая давления в ступени. На рис.24 показаны совмещенные входной – выходной треугольники скоростей. Они характерны тем, что на входе в РК обязательно должна быть отрицательная закрутка: $c_{u2} = -c_{u1}$ при $\Omega = 1$. Для обеспечения закрутки на входе в первую ступень компрессора устанавливается входной направляющий аппарат (ВНА).

Отрицательная закрутка делает очень большим уровень относительной скорости на входе в РК, с чем связаны недостатки этой схемы – относительно невысокий КПД (потери пропорциональны квадрату скорости) и невозможность применения ступеней при высокой окружной скорости. Например, для воздушного ОК уже при $u_n > 230 - 240$ м/с скорость воздуха на входе в РК приближается к скорости звука. Это недопустимо для дозвуковых ОК. Преимущества – относительно широкая зона работы и больший, чем у других схем, коэффициент напора. Основная область применения – относительно тихоходные ОК промышленного назначения.

Ступень с реактивностью $\Omega = 0.5$. В этом случае приращение давления в ступени поровну распределено между РК и НА, что предопределяет равенство скоростей в этих элементах и одинаковость формы их лопаточных аппаратов. В показанных на рис.25 треугольниках скоростей выполнены необходимые условия: $w_1 = c_2$, $w_2 = c_1$, $c_{u1} > 0$.

За счет положительной закрутки на входе в РК, скорость w_1 значительно меньше, чем при $\Omega = 1$. Это позволяет применять дозвуковую ступень воздушного компрессора при окружной скорости u_n до 320 – 330 м/с. Кинематическая схема позволяет получить наибольший КПД за счет равномерного распределения **аэродинамической нагрузки** между РК и НА (одинаковый уровень скоростей и диффузорность). Область применения – в ОК всех типов.

Ступень с реактивностью 0.7 получается при отсутствии закрутки на входе в РК (рис.26). Свойства ступени промежуточные между описанными выше, что определяет область применения ступени.

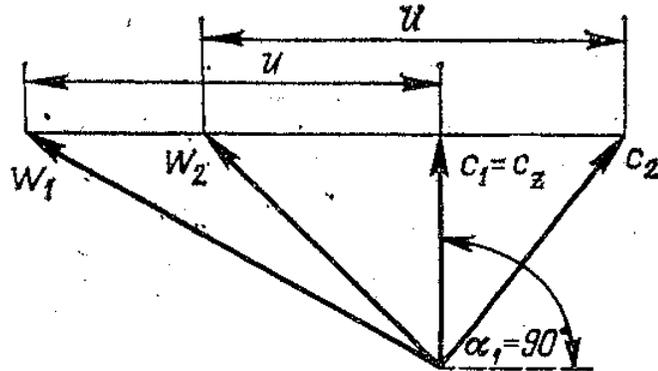


Рис.26. Треугольники скоростей осевой ступени с $\Omega = 0.7$

Профилирование лопаток по высоте. После расчета треугольников скоростей на среднем радиусе следует определить их рациональную форму по всей высоте лопаток. Анализируется невязкий несжимаемый поток, поверхности тока – цилиндрические.

Как обязательное принимается условие равенства теоретического напора на всех поверхностях тока. В противном случае неодинаковая механическая энергия газовых частиц выравнивалась бы силами трения между слоями в действительном вязком потоке с потерями тем большими, чем больше неравенство напоров по высоте. Условие равновесия газовой частицы в радиальном направлении (центробежная сила от составляющей c_u уравнивается градиентом давления по высоте) приводит к взаимозависимости между двумя компонентами абсолютной скорости:

$$\frac{1}{2} \frac{\partial c_u^2}{\partial r} + \frac{1}{2} \frac{\partial c_z^2}{\partial r} + \frac{c_u^2}{r} = 0.$$

Выбрав постоянство расходной составляющей скорости по радиусу $c_z = f(r) = \text{const}$ получаем зависимость для окружной составляющей $c_{ur} = \text{const}$. Это так называемый лопаточный аппарат с **постоянной циркуляцией по радиусу**. Треугольники скоростей на среднем и наружном радиусах r_{cp} и r_n показаны на рис.27. Принятая на среднем радиусе реактивность $\Omega = 0.5$ становится больше на больших радиусах. Из-за роста окружной скорости и уменьшения закрутки на входе сильно возрастает скорость w_1 на входе в РК. Это недостаток схемы с постоянной циркуляцией, применяющейся у лопаточных аппаратов с относительно большими втулочными отношениями $r_{вт}/r_n$. Ясно, что чем ближе

втулочное отношение к единице, тем меньше отличаются треугольники скоростей от треугольника на среднем радиусе.

Значительно меньше меняется w_1 по радиусу, если принять условие $\Omega(r) = 0.5 = \text{const}$. Из условия равновесия вытекает условие $c_u/r = \text{const}$ и $c_z = f(r)$ с уменьшением расходной составляющей по радиусу:

$$c_z = c_{zcp} \sqrt{1 - \frac{u^2 - u_{cp}^2}{2c_{zcp}^2}},$$

где нижний индекс «ср» относится к значениям скоростей на среднем радиусе РК.

Треугольники скоростей на двух радиусах показаны на рис.28. Такое профилирование лопаток по радиусу находит широкое применение. Недостаток – значительное уменьшение c_z на периферии лопаток. Отсюда вытекает целесообразность компромиссного варианта профилирования – **универсальный закон $c_u r^n = \text{const}$** . При $n = 1$ – профилирование с постоянной циркуляцией, при $n = -1$ – профилирование с постоянной реактивностью $\Omega = 0.5$, промежуточные значения n дают компромиссные решения, пригодные в конкретных условиях.

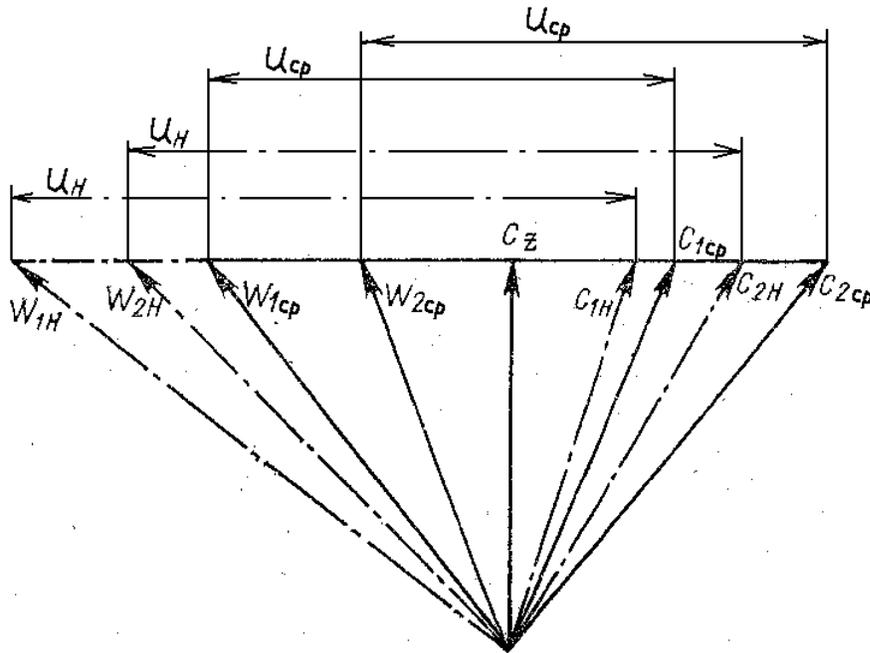


Рис.27. Треугольники скоростей на среднем и наружном радиусах при $c_u r = \text{const}$

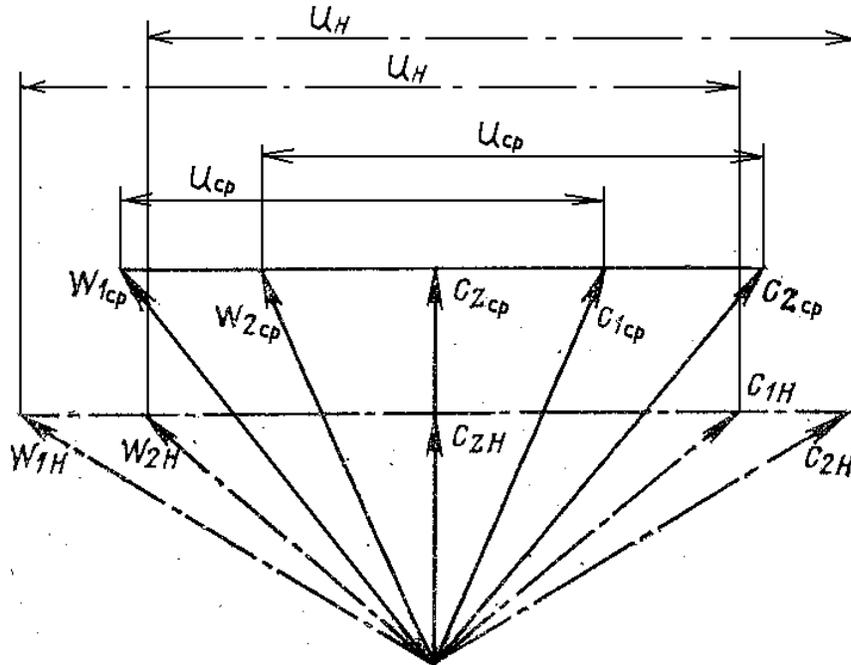


Рис.28. Треугольники скоростей на среднем и наружном радиусах при $c_u/\tau = \text{const}$

4.2. Газодинамическое проектирование центробежных компрессоров

Выбор схемы ЦК. Вопрос о применении промежуточных охладений и количестве валов, на которых расположены рабочие колеса ступеней, обычно первый, который должен решить проектировщик. Проблема промежуточных охладений рассмотрена выше.

Вопрос о количестве валов возникает в связи с тем, что при уменьшении объемного расхода возрастает оптимальное число оборотов РК. При этом числе оборотов может быть получен максимальный КПД (поясняется ниже). Аналогичная ситуация имеет место и в ОК, в которых иногда проточная часть разделена на две – три группы ступеней, помещенных на соосных валах, вращающихся с разной скоростью (обычно ОК ГТУ). В ЦК реализуются конструкции с числом валов равном половине количества ступеней (по два РК на валу) и даже с отдельным валом для каждой ступени. Такие ЦК конструктивно объединены с повышающей зубчатой передачей – **мультипликатором** – иногда неточно именуемом редуктором. Это решение дает так же преимущество в механическом и объемном КПД. У многовальных компрессоров меньше потери в упорных подшипниках и отсутствует думммис, протечки в котором снижают объемный КПД и ухудшают газодинамические характеристики. Недостатком многовальной схемы является необходимость применения концевых уплотнений на каждой ступени.

Решение о схеме ЦК принимается с учетом газодинамических, конструктивных, технологических и прочих соображений.

К выбору основных газодинамических параметров ступени. Анализ рабочего процесса показывает, что выбор двух основных безразмерных параметров определяет газодинамические свойства ступеней ЦК. Величина условного коэффициента расхода

$\Phi_{\text{расч}} = \frac{4\bar{m}}{\rho_n^* \pi D_2^2 u_2}$ в наибольшей степени определяет достижимый уровень максимального

КПД. Сопоставление максимальных КПД ступеней с разными Φ_p и при одинаково тщательном проектировании (непространственные РК, БЛД) показывает следующее. При $\Phi_p < 0.040$ происходит снижение КПД, связанное с уменьшением высоты лопаток (большие потери на ограничивающих поверхностях) и ростом потерь от трения дисков РК и протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска. Снижение КПД при $\Phi_p > 0.080$ вызывается неблагоприятным пространственным обтеканием лопаток увеличенной высоты и ростом уровня скоростей в проточной части. Зависимость относительной высоты лопаток от Φ_p определяется соотношением, вытекающим из уравнения неразрывности (для высоты лопаток на выходе из РК):

$$\Phi_p = 4\varphi_2 \frac{b_2 \rho_2}{D_2 \rho_n^*}.$$

Применение осерадиальных пространственных РК позволяет расширить зону эффективной работы ступеней до $\Phi = 0.12 \dots 0.14$.

Выбор значения Ψ_p определяет наклон напорной характеристики и уровень потерь в диффузоре, о чём уже говорилось выше. Ступени с малыми Ψ_p порядка 0.5 ... 0.55 имеют крутую напорную характеристику и хорошо работают при $\Phi < \Phi_p$. КПД ступеней высокий, т.к. потери в диффузоре невелики. Большие Ψ_p могут улучшить работу ступени при $\Phi > \Phi_p$, но при $\Psi_p > 0.60 \dots 0.7$ заметно снижение максимального КПД.

Об оптимальном числе оборотов. Для получения максимально возможного КПД желательно, чтобы все ступени ЦК имели оптимальные значения Φ_p . Из выражения связи этого коэффициента с расходом, плотностью газа, диаметром РК и окружной скоростью (приведено выше) очевидно, что с ростом номера ступени диаметр ее РК должен уменьшаться. Если колеса расположены на одном валу, это приводит к уменьшению окружной скорости и уменьшению напора. Уменьшение диаметров последующих ступеней одновалных ЦК применяется в ограниченных пределах и дает относительно небольшой эффект. Радикальный способ – обеспечить для каждого РК оптимальную скорость вращения, что приводит к многовалной конструкции.

К выбору основных размеров ступени. Для промышленных ЦК характерны окружные скорости u_2 в пределах 200 ... 300 м/с. Известны современные воздушные многовалльные ЦК с осерадиальными РК, работающие при окружной скорости 400 ... 420 м/с (данные о высокой экономичности таких быстроходных машин не подтверждаются практикой эксплуатации).

Меньшие скорости характерны для ЦК высокого давления, где могут быть значительные нагрузки от нестационарного поля давлений, пропорциональные плотности газа. После выбора Φ_p очевиден путь определения D_2 и числа оборотов ротора.

Определение размеров в основных контрольных сечениях удобно производить в безразмерном виде – линейные размеры относятся к D_2 . Данная процедура изложена в литературе. Основные идеи таковы. Размеры входа в РК определяются стремлением минимизировать скорость на входе w_1/u_2 , от которой зависит потеря КПД:

$$\Delta\eta_{\text{рк}} = (\zeta_{\text{рк}} / \Psi_T) (w_1/u_2)^2 / 2.$$

Формулы для расчета соответствующих минимуму w_1/u_2 значений D_1/D_2 и b_1/D_2 приведены в литературе.

Высота лопаток на выходе определяется с учетом того, что значение $\Psi_{\text{Тр}} = c_{u2}/u_2$ выбрано и должно быть обеспечено. Получающееся в зависимости от принятого b_2/D_2 значение коэффициента расхода влияет на отношение скоростей в межлопаточном канале w_2/w_1 , величину абсолютной скорости c_2/u_2 и ее направление (угол α_2). Рекомендации имеются в литературе.

Выбор числа и формы средней линии лопаток удобно производить с учетом распределения скоростей невязкого потока. Измерения относительной скорости в модельных колесах показали, что “невязкая” и действительная эпюра практически идентичны за исключением области на выходе, где на задней поверхности обычно образуется низкоэнергетическая зона.

Выбор радиального размера БЛД D_4/D_2 обычно определяется конструктивными ограничениями. Если их нет, оптимальная протяженность $D_4/D_2 = 1.6 \dots 2.0$ – большее для больших $\Psi_{\text{Тр}}$. Расстояние между стенками – **ширина БЛД** – может быть примерно равной высоте лопаток b_2 или меньше ее. Тогда основному участку постоянной ширины предшествует сужающийся начальный участок. Ширина основного участка должна быть такова, чтобы угол потока на расчетном режиме был не менее $20 \dots 25^\circ$. У малорасходных ступеней с $b_3/D_2 = 0.015$ оптимальный угол потока меньше.

Детальные рекомендации по профилированию ЛД содержатся в литературе. Основные параметры: протяженность безлопаточного участка D_3/D_2 не менее 1.1, диаметр выхода в случае надобности может быть уменьшен до $D_4/D_2 = 1.35$, высота лопаток ЛД по отношению к высоте лопаток РК $b_4/b_2 = 1.15 \dots 1.45$. Лопаточный аппарат проектируется таким образом, чтобы получить отношение скоростей c_4/c_3 в пределах $0.4 \dots 0.5$. Более подробные рекомендации и рекомендации по профилированию ОНА имеются в литературе.

4.3. Подобие в турбокомпрессорах. Газодинамическое проектирование на основе подобия

Несмотря на развитие методов газодинамического проектирования, экспериментальная проверка на модели и внесение корректив – необходимый этап. Это увеличивает время и стоимость создания новых машин. Особенно трудная проблема – разработка нового лопаточного аппарата ОК, так как помимо газодинамических проблем надо решить прочностные проблемы. В частности, надо сделать так, чтобы лопатки не имели собственных частот колебаний, совпадающих с возмущающими силами.

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 Φ_r и напора $\Psi_{\text{Тр}}$ в возможном диапазоне k , M , Re 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.

Модельная проточная часть обычно меньше натурной, но должна иметь такую же форму – т.е. быть геометрически подобной натурной. Теория подобия устанавливает условия, при которых безразмерные характеристики одинаковы у натурных и модельных компрессоров или ступеней, испытанных в различных условиях, или имеющих различные абсолютные размеры, но **одинаковую форму**. Эти условия называются условиями подобия, а объекты, подчиняющиеся этим условиям, называются подобными. Применительно к неохлаждаемым компрессорам (неохлаждаемым секциям) для подобия должны быть выдержаны условия подобия **кинематического** и **динамического**.

Кинематическое подобие – во всех сходственных точках рассматриваемых объектов отношения скоростей должны быть одинаковыми, как и их направления, то есть одинаковыми должны быть углы потока. Это, в частности, означает, что в одинаковых контрольных сечениях треугольники скоростей должны быть подобными. Кинематическое подобие обеспечивается при соблюдении следующих условий:

- геометрическое подобие. Отношения сходственных линейных размеров проточных частей сопоставляемых объектов должны быть одинаковыми. То есть, проточные части имеют одинаковую форму, отличаясь только размерами. Так как линейные размеры проточной части принято представлять в безразмерном виде по отношению к характерному размеру D_n (ОК) или D_2 (ЦК), геометрическое подобие означает равенство этих отношений, а также равенство сходственных углов лопаточных аппаратов, формы и числа лопаток.

- равенство условных коэффициентов расхода Φ и равенство отношения плотностей ρ/ρ_n^* , что гарантирует равенство коэффициентов расхода φ в сходственных контрольных сечениях и подобие треугольников скоростей. Равенство отношения плотностей достигается при выполнении прочих перечисленных условий и равенстве показателей изоэнтропы k и критериев сжимаемости Маха (M) или однозначно связанного с ним коэффициента скорости λ .

Динамическое подобие – во всех сходственных точках рассматриваемых объектов отношения действующих сил должны быть одинаковыми. Известно, что на газовые частицы и элементы поверхности действуют две группы сил – нормальные силы давления и касательные силы вязкости. Поле сил давления создается в результате возникновения сил инерции при отклонении потока поверхностями проточной части от инерциального направления. Подобие сил давления является следствием кинематического подобия и не требует дополнительных условий. При подобных полях скоростей подобие сил вязкости обеспечивается равенством критерия вязкости Рейнольдса (Re).

Критерии подобия и числа подобия. Безразмерные параметры k , M (λ), Re называются критериями подобия. При их равенстве у двух геометрически подобных компрессоров или ступеней при одинаковых коэффициентах расхода Φ 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, автомодельность, условия испытания моделей. Одинаковость безразмерных характеристик модели и натуре гарантируется при равенстве критериев подобия натуре и модели. Безразмерные характеристики представляют зависимости КПД и коэффициента напора от коэффициента расхода при критериях подобия, выступающих в качестве параметров:

$$\eta, \psi = f(\Phi) = \text{idem при } k, M(\lambda), Re = \text{idem.}$$

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 проектирования форме (на примере ЦК):

$$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_n^*}}, \quad Re_u = u_2 D_2 / \nu_n = u_2 D_2 \rho_n / \mu_n,$$

где ν_n, μ_n – коэффициенты кинематической и динамической вязкости по начальным условиям.

С учетом сказанного, условия подобия можно представить в виде:

$$\eta, \psi = f(\Phi) = \text{idem при } k, M_u(\lambda_u), Re_u = \text{idem.}$$

Обеспечение всех условий подобия натурному компрессору при испытании его модели чаще всего не выполнимо.

Обычно испытания моделей проводят на стендах с **открытым контуром**, то есть, модель отдельной ступени или компрессора испытывается на атмосферном воздухе. Понятно, что условие $k = \text{idem}$ 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 испытания на стенде с **замкнутым контуром**, в котором циркулирует газ с $k_{\text{мод}} = k_{\text{нат}}$.

Обычно масштаб моделирования $D_{2\text{нат}}/D_{2\text{мод}} < 1$. Очевидно, условие $Re_u = \text{idem}$ не выполняется для модели и натуре, если значения u_2, ρ_n и μ_n у них не равны. Для строгого моделирования нужно вести испытание в закрытом контуре, подбирая такое давление на входе с модель, при котором $\rho_{n\text{нат}} > \rho_{n\text{мод}}$ компенсирует различие их диаметров. Отметим, что обеспечение условия $Re_u = \text{idem}$ за счет различия окружных скоростей неприемлемо, так как мешает выполнению наиболее важного условия $M_u(\lambda_u) = \text{idem}$.

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 $M_u = \text{idem}$. Этот критерий сжимаемости определяет отношение плотностей в контрольных сечениях проточной части:

$$\varepsilon = \rho_2/\rho_1 = (1 + (k - 1)\Psi_i M_u^2)^{1/n}.$$

Если число подобия $\varepsilon \neq \text{idem}$ 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, околосвуковой, сверхзвуковой** (скорость газа меньше, примерно равна, больше скорости распространения малых возмущений – скорости звука).

Из условия $M_u = u_2/(k R T_n^*)^{0.5} = \text{idem}$ определяется окружная скорость, при которой проводятся модельные испытания.

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 $\varepsilon = \text{idem}$. Поэтому вместо условия $M_u = \text{idem}$ следует принять условие приближенного моделирования

$$\rho_2/\rho_1 = (1 + (k - 1)(\sum \Psi_i M_{ui}^2))^{1/n} = \text{idem},$$

из которого определяется значение $M_{u \text{ мод}}$ и $u_{2 \text{ мод}}$, при котором 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 :

$$Re_w = w B / \nu > 10^5.$$

Здесь w – средняя скорость в лопаточной решетке, B – продольный размер лопатки (хорда), ν – коэффициент кинематической вязкости газа в решетке.

При турбулентном характере течения потери напора слабо уменьшаются с ростом Re , если поверхности ПЧ **гидравлически гладкие**. Последнее означает, что выступы шероховатой поверхности не выступают за прилегающий к поверхности **ламинарный подслой**, всегда располагающийся под турбулентным пограничным слоем. В этом случае шероховатость не влияет на поверхностное трение. Опыты с обтеканием пластинок показывают, что коэффициент силы трения c_w уменьшается с ростом Re_w . Эмпирическая зависимость аппроксимируется уравнением:

$$c_w = 0.0307 / Re_w^{1/7}.$$

При столь малой степени для уменьшения сопротивления вдвое число Рейнольдса должно увеличиться почти на два порядка.

В проточной части ТК имеют два основных вида потерь напора – **потери трения** газа о поверхности ПЧ в пограничных слоях и **вихревые потери** в зонах отрыва пограничного слоя.

Что касается потерь трения, то, несмотря на различное состояние пограничных слоев в ПЧ и на поверхности пластинки, видимо, некоторое снижение потерь трения с ростом Re

имеет место. Опыты с ТК показывают, что при значительном росте числа Рейнольдса КПД несколько возрастает, если поверхности гидравлически гладкие.

Если же ламинарный подслои с ростом критерия Рейнольдса становятся столь тонкими, что бугорки шероховатости выступают за его пределы, собственно поверхностное трение (взаимное скольжение слоев газа в пограничном слое) играет меньшую роль, чем сопротивление при обтекании бугорков, сопровождающееся появлением микровихрей. В этом случае бывшая гидравлически гладкой при меньшем Re поверхность становится **гидравлически шероховатой**. Потери трения гидравлически шероховатой поверхности более не зависят от числа Рейнольдса, оставаясь постоянными при его дальнейшем увеличении. При таком состоянии потока говорят об **автомодельности по числу Рейнольдса**.

По результатам исследования течения в трубах считается, что автомодельность имеет место, если критерий Рейнольдса, у которого за линейный размер принята средняя высота бугорков шероховатости $k_{ш}$, превышает 100:

$$R_0 = w k_{ш} / \nu > 100.$$

В этом случае величина сопротивления определяется относительной шероховатостью $k_{ш}/d_r$ (d_r – гидравлический диаметр).

Хотя условия течения в ТК далеко не аналогичны течению в трубах или обтеканию пластины, качественный характер влияния критерия Рейнольдса и шероховатости на потери считается аналогичным. Теоретические соображения и эксперименты показывают, что вихревые потери практически не зависят от критерия Рейнольдса, если течение турбулентное. Напротив, при ламинарном течении вихревые потери заметно уменьшаются с ростом Re , скачкообразно снижаясь до некоторого практически постоянного уровня при переходе к турбулентному режиму движения газа. При $Re_u > 10^6 \dots 10^7$ влияние этого критерия на характеристики обычно проявляется слабо. Поэтому, если при испытании модели $Re_{u \text{ мод}} \geq 10^6$, а у натурального ТК значения $Re_{u \text{ нат}}$ больше, экспериментальные характеристики модели можно использовать для проектирования натурального компрессора. То есть, условие $Re_u = idem$ не является обязательным. Так как влияние критерия Re при рассмотренных условиях невелико, даже приближенная оценка этого влияния приемлема. В технической литературе и в международных стандартах приводятся разные приемы пересчета характеристик ТК при работе с другим критерием Re .

5. ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Совместная работа с сетью. Помпаж. Характеристики сети, на которую работает турбокомпрессор, могут изменяться по различным причинам. Например, пневматическая сеть (сжатый воздух используется в качестве энергоносителя) в зависимости от количества работающих пневматических двигателей требует разной производительности обслуживающего сеть центробежного компрессора (или нескольких компрессоров). При неизменной характеристике ТК уменьшение расхода приведет к росту конечного давления – и наоборот.

Произвольное изменение давления в сети от расхода обычно нежелательно. Например, упомянутая выше пневматическая сеть должна функционировать при примерно равном давлении независимо от потребления сжатого воздуха. Еще более сложная проблема возникает, если потребляемое сетью количество газа меньше критического расхода ТК $\bar{m}_{кр}$, соответствующего точке максимального политропного напора на характеристике ТК. При неизменной характеристике компрессор попал бы в зону **помпажа**, работа в которой недопустима.

Помпаж – это нестационарный низкочастотный процесс (один период в несколько секунд), при котором сжимаемый газ, поступая в сеть, периодически прорывается из сети на всасывание. Не вдаваясь в математическую теорию устойчивости системы, приведем простейшее объяснение. Процесс перехода от устойчивой области $\bar{m} > \bar{m}_{кр}$ к неустойчивой $\bar{m} < \bar{m}_{кр}$ сам по себе нестационарен, но это процесс непериодический. При этом оказывается, что в какой-то момент времени давление в сети соответствует максимальному давлению, развитому 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.

По известной теореме Н.Е. Жуковского на лопатки компрессора действует аэродинамическая сила, равная произведению плотности газа на средневекторную скорость потока в решетке и циркуляцию скорости на лопатке. Направление этой силы перпендикулярно направлению средневекторной скорости. На устойчивой части характеристики по причине наличия различных по физической природе высокочастотных нестационарных процессов эта сила меняет свою величину и направление, но эти изменения не носят столь драматического характера, как при помпаже. В последнем случае скорость движения газа меняет свое направление на противоположное. При этом на противоположную меняется 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 . При изменении таких больших сил и момента на противоположные, механические нагрузки на вал, подшипники, диафрагмы и корпус в целом превышают допустимые величины. Практика эксплуатации знает случаи, когда даже непродолжительная работа на режиме помпажа приводила к разрушению компрессора.

Из всего сказанного следует необходимость изменения рабочих характеристик ТК. Необходимое изменение характеристик ТК может производиться разными способами.

Изменение частоты вращения. Как следует из основного уравнения турбомашин и уравнения расхода подводимая работа меняется пропорционально второй степени окружной скорости (оборотов), а расход – пропорционально первой степени. При некотором отклонении от расчетных оборотов максимальный КПД компрессора уменьшается немного. Этот способ считается одним из экономичных.

Поворот лопаток направляющих аппаратов. Способ широко применяется у современных ОК. При повороте лопаток с уменьшением угла установки (углы $\alpha_{л1}$ и $\alpha_{л2}$ уменьшаются) треугольники скоростей меняются таким образом, что подводимая РК механическая работа и расход газа уменьшаются. У центробежных компрессоров для этой цели устанавливают **поворотные направляющие аппараты (ПНА)** перед рабочими колесами. Устройство поворота направляющих лопаток усложняет конструкцию, потому ПНА устанавливаются обычно не на всех ступенях, чаще только перед первой ступенью. Эффект поворота лопаток ПНА качественно соответствует изменению частоты вращения. Особенно эффективна комбинация этих двух способов.

Поворот лопаток диффузоров ЦК. Лопаточные диффузоры очень чувствительны к изменению расхода (к углам атаки). Это сужает зону работы центробежных ступеней. Уменьшение угла установки ЛД смещает границу помпажа в сторону меньших расходов. Увеличение угла установки увеличивает максимальный расход. Способ иногда применяется в агрегатах турбонаддува ДВС.

Дросселирование на всасывании. Сопrotивление движению газа в специальном регулируемом клапане – **дрoсселе** – уменьшает давление газа перед первой ступенью. Из-за уменьшения плотности на всасывании уменьшается расход, а снижение начального давления уменьшает давление на выходе. Потери напора в дрoсселе снижают КПД, но в силу простоты способ довольно широко применяется.

Дросселирование на нагнетании. Установка дрoсселя на нагнетании позволяет менять характеристику системы сеть-дрoссель. За счет потерь давления в дрoсселе уменьшение давления в сети и меньший расход ТК достигаются при постоянном конечном давлении за компрессором. Способ менее экономичен и эффективен, чем предыдущий. Его применение нежелательно.

Байпасирование (перепуск). При необходимости иметь расход сети меньший, чем критический расход компрессора, часть сжатого газа перепускается через дрoсселирующий клапан на всасывание, или сбрасывается в атмосферу у воздушных ТК. Потеря мощности пропорциональна отношению массового расхода байпасируемого газа к расходу в сети. Это наименее экономичный способ, поэтому он применяется практически только в качестве временной антипомпажной защиты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1969. 824 с.
2. Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С. Методы исследования центробежных компрессорных машин. Л.: Машиностроение, 1969. 303 с.
3. Гофлин А.П. Аэродинамический расчет прямоточной части осевых компрессоров для стационарных газовых турбин. М.-Л., Машгиз, 1959. 303 с.
4. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. - 3-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. 351 с.
5. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. 271 с.
6. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. и др. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1986. 392 с.

Галёркин Ю.Б., Прокофьев А.Ю. **Принцип действия и основы одномерной теории ступени турбокомпрессора**: Учебное пособие.

АННОТАЦИЯ

Подробно рассмотрены принципы действия осевых и центробежных компрессоров, их классификация и области применения, применение основных уравнений рабочего процесса к расчету турбокомпрессоров, определению параметров газа в проточной части.

Изложены основы теории ступени турбокомпрессора в одномерной постановке: энергетические основы, треугольники скоростей и правила их построения (расчета), размерные и безразмерные параметры ступени, отражено влияние коэффициента напора и степени реактивности на характеристики ступени. Приведена классификация рабочих колес центробежных компрессоров, указаны области их применения.

Рассмотрены некоторые особенности проектирования осевых и центробежных ступеней, способы регулирования турбокомпрессоров.

Пособие предназначено для студентов по курсам «Теория турбомашин» и «Турбокомпрессоры», обеспечивающим подготовку специалистов по направлениям 552700 «Энергомашиностроение» (110500), 657400 «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» (110500), а также магистров по направлению «Энергомашиностроение». Настоящее пособие может быть использовано магистрами и аспирантами, изучающими теорию турбомашин, а так же специалистами, работающими в смежных направлениях (турбиностроение, гидромашиностроение).