

Федеральное агентство по образованию
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Ю.Б. ГАЛЕРКИН Л.И. КОЗАЧЕНКО

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

Учебное пособие

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2008

Турбокомпрессоры: Учеб. пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 374 с..

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор МВТУ П. И. Пластинин;
доктор технических наук, профессор СПбГПУ Л. Я. Стрижак.

Авторы:

Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко

В целом текст соответствует разделам («Ступень турбокомпрессора», «Ступень осевого компрессора», «Ступень центробежного компрессора») программы лекционного курса для студентов, обучающихся по:

- направлению подготовки специалистов 150800 «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника», специальность 150801 «Вакуумная и компрессорная техника физических установок»,
- направлению подготовки специалистов 140500 «Энергомашиностроение», специальность 140504 «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование».
- направлению подготовки бакалавров 140500.

Содержит сведения по основам методов газодинамического расчета, проектирования и оптимизации турбокомпрессоров, а также о рациональных областях применения осевых и центробежных компрессоров, компрессоров с разными типами проточной части и конструктивными схемами. Текст направлен на развитие понимания влияния основных геометрических параметров проточной части и режимных параметров на газодинамические характеристики, задач и способов изменения характеристик компрессора с целью согласования с изменяющимися характеристиками сети.

Предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям и специальностям в области энергомашиностроения при изучении дисциплин «Теория, расчет и конструирование компрессоров динамического действия», «Машины низкотемпературной техники».

Пособие может быть полезно для студентов смежных специальностей и для всех лиц, нуждающихся в начальной информации по затронутым вопросам.

Авторы благодарят проф. Л.Я. Стрижака за просмотр рукописи и ценные замечания.

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

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. ТК 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 более 42 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. 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. Таким образом, в отношении промышленных турбокомпрессоров Россия — крупнейшая компрессорная держава.

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 не вполне надежные численные исследования с помощью коммерческих программ расчета вязких течений пока не способны решить задачу оптимального проектирования большинства ТК. Как ранее, так сейчас и в обозримом будущем для успешной работы по созданию и эксплуатации турбокомпрессоров необходимо глубоко понимать их рабочий процесс.

1. СТУПЕНЬ ТУРБОКОМПРЕССОРА

1.1. СОСТАВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Проточная часть ОК состоит из входного устройства, группы ступеней и выходного устройства — рис. 1.1. Проточная часть ЦК состоит из входного устройства и группы ступеней. Выходное устройство является частью последней (концевой) ступени. У многоступенчатых компрессоров газ последовательно переходит из предыдущей ступени в последующую ступень, получая от рабочего колеса каждой из них механическую работу, идущую на его сжатие и перемещение, изменение кинетической энергии и на преодоление сопротивления движению (уравнение Бернулли). В ступенях турбокомпрессора осуществляется основной рабочий процесс ТК.

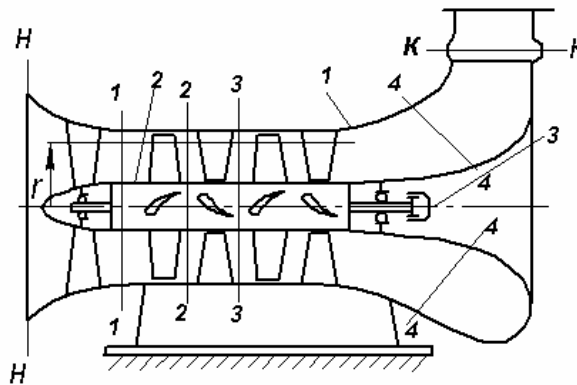


Рис. 1.1. Схема многоступенчатого (двухступенчатого) осевого компрессора

У большинства типов ступеней ОК на входе в РК нужно создать закрутку потока. Для этого перед первой ступенью в корпусе устанавливается ряд лопаток — **входной направляющий аппарат (ВхНА)**. По традиции ВхНА не относят к группе ступеней, а включают в состав входного устройства. У последующих ступеней необходимая закрутка на входе создается направляющим аппаратом предшествующей ступени. Рабочие колеса ЦК обычно работают без закрутки потока на входе.

На выходе из последней ступени поток может иметь закрутку, для устранения которой устанавливают дополнительный ряд лопаток —

спрямляющий аппарат (СА). СА также не относят к группе ступеней, а включают в состав выходного устройства.

1.2. СОСТАВ СТУПЕНЕЙ

Ступень осевого компрессора состоит из рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА) — (рис. 1.2, а).

Ступени ЦК состоят из трех элементов (рис. 1.2, б):

- рабочее колесо того или иного типа (радиальное, осерадиальное),
- диффузор того или иного типа (лопаточный, безлопаточный, канальный),
- обратно-направляющий аппарат для подвода газа к последующей ступени, или выходное устройство у последней (концевой) ступени.

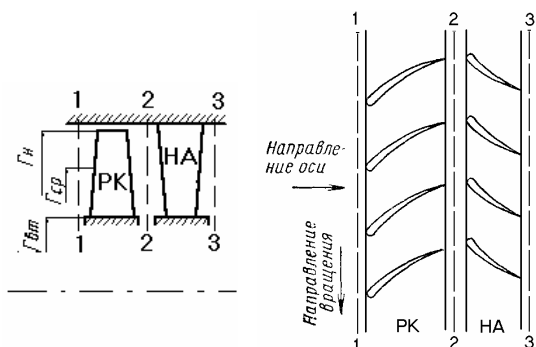


Рис. 1.2, а. Схема осевой ступени и развертка на плоскость кольцевых лопаточных решеток РК и НА

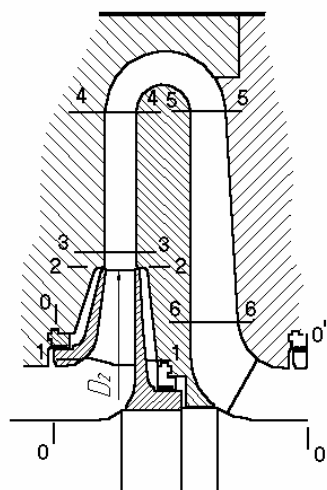


Рис. 1.2, б. Схема центробежной ступени

1.3. ХАРАКТЕРНЫЕ СКОРОСТИ В СТУПЕНЯХ ОСЕВОГО И ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Рабочий процесс ТК осуществляется в результате взаимодействия лопаточных аппаратов с рабочим телом — газом, движущимся с высокими скоростями. Соотношение между абсолютной, относительной и переносной скоростями c, w, u и их составляющими не может быть произвольным, что становится очевидным из рассмотрения особенностей

рабочего процесса. При анализе соотношений между скоростями в качестве характерной скорости, по отношению к которой оцениваются другие скорости и их компоненты, принимают окружную скорость вращения рабочего колеса u .

Из рис. 1.2 очевидно, что на разных радиусах окружная скорость лопатки ОК и ЦК ($u = \omega r$) различна. В качестве характерной скорости в зависимости от конкретной задачи у ОК принимают:

- окружную скорость на наружном радиусе лопатки u_n ;
- окружную скорость на некотором промежуточном радиусе u_p , на котором производится предварительный расчет ступени (выбор r_p поясняется в следующем разделе).

У центробежных ступеней в качестве характерной скорости используют окружную скорость вращения лопаток на выходе из РК:

$$u_2 = \omega r_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \quad (1.1)$$

где n — скорость вращения ротора, об/мин.

1.4. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СТУПЕНИ. КОЭФФИЦИЕНТЫ РАСХОДА

Из уравнения неразрывности следует, что массовый расход компрессора и всех его ступеней одинаков*:

$$\bar{m}_{\text{к-ра}} = \bar{m}_1 = \bar{m}_2 = \bar{m}_3 = \dots = \bar{m}_z. \quad (1.2)$$

Проектируемый компрессор и его ступени должны обеспечить заданный массовый расход на расчетном режиме. Однако размеры проточной части определяет не массовый, а объемный расход.

$$\bar{V}_p = \frac{\bar{m}_p}{\rho_p} = c_{mp} f, \quad (1.3)$$

где c_{mp} — меридиональная проекция скорости при заданной проектировщику величине объемной производительности компрессора; f — площадь поперечного сечения проточной части.

* В некоторых случаях у компрессоров может быть сделан промежуточный подвод или отвод газа. При этом у групп ступеней до и после подвода/отвода расход отличается.

Чем больше расходная скорость на расчетном режиме, выбранная проектировщиком, тем более компактной получится проточная часть. Однако принимать необоснованно большие значения расходной скорости нельзя. Рассмотрение треугольников скоростей показывает, что соотношение между абсолютной, относительной и переносной скоростями c , w , u и их составляющими, в том числе и c_m , не может быть произвольным. Для удобства анализа и расчета вводятся безразмерные коэффициенты расхода, представляющие отношение расходной скорости — проекции абсолютной, или относительной скорости на меридиональную плоскость $c_m = w_m$ — к окружной скорости:

$$\varphi = \frac{c_m}{u} = \frac{w_m}{u}. \quad (1.4)$$

Ради простоты анализа на начальном этапе рассматривают так называемую гомогенную ступень ОК. Для нее характерно допущение о том, что частицы газа движутся по цилиндрическим поверхностям тока, оставаясь везде на том радиусе, на котором они подошли к рабочему колесу. Кроме того, принимается допущение о том, что расходные составляющие скорости одинаковы вдоль поверхностей тока. У гомогенной ступени:

$$\left. \begin{aligned} c_m = w_m = c_z = w_z, \\ c_{z1} = w_{z1} = c_{z2} = w_{z2} = c_{z3} = w_{z3} \end{aligned} \right\} \quad (1.5)$$

При расчете и анализе ступеней ОК принято использовать коэффициенты расхода:

$$\varphi = \frac{c_{zp}}{u_p}, \quad (1.6a)$$

$$\varphi_H = \frac{c_z}{u_H}. \quad (1.6б)$$

Следует иметь в виду, что у осевых ступеней скорость c_z может существенно меняться по высоте лопаток. В формулу (1.6a) входит местное значение c_{zp} на расчетном радиусе. Коэффициент расхода φ определяет форму треугольников скоростей на расчетном радиусе, что необходимо для проектирования лопаточных аппаратов. Проектировщик

должен выбрать то или иное значение этого коэффициента в начале проектирования.

Значение φ_n удобно использовать для представления рассчитанных характеристик спроектированной ступени, или измеренных характеристик испытанной ступени. В этом случае величина коэффициента расхода позволяет однозначно рассчитать объемный расход $\bar{V} = c_z \pi (r_n^2 - r_{вт}^2) = \varphi_n u_n \pi (r_n^2 - r_{вт}^2)$. Понятно, что в данном случае под расходной скоростью понимается ее среднерасходная величина $c_z = \frac{\bar{V}}{\pi (r_n^2 - r_{вт}^2)}$.

У центробежных ступеней расходная скорость обычно разная в разных контрольных сечениях, поэтому там необходимо рассматривать разные коэффициенты расхода, хотя расходные скорости относятся к одной и той же характерной скорости:

$$\varphi_0 = \frac{c_{m0}}{u_2}; \quad \varphi_1 = \frac{c_{m1}}{u_2}; \quad \varphi_2 = \frac{c_{m2}}{u_2}; \quad \varphi_3 = \frac{c_{m3}}{u_2} \quad \text{и т.д.} \quad (1.7)$$

Наиболее употребительны при расчете и анализе коэффициенты расхода на входе и выходе лопаточных аппаратов РК. В случае РК с радиально расположенными лопатками, как на рис. 1.2, б, приближенно принимают $c_m = c_r$:

$$\varphi_1 = \frac{c_{r1}}{u_2}; \quad \varphi_2 = \frac{c_{r2}}{u_2} \quad . \quad (1.8)$$

Расходные скорости c_m неодинаковы по площади контрольного сечения, к которому относится тот или иной коэффициент расхода. В формулах (1.7), (1.8) под c_m , c_r понимаются их средние величины по площади сечения.

Численные значения коэффициентов расхода φ определяют форму треугольников скоростей. Если рассматривать работу ступеней (или компрессора) при разных оборотах, но с одинаковыми по форме треугольниками скоростей, то объемная производительность оказывается пропорциональной окружной скорости (т.е. оборотам ротора). Массовая производительность меняется не вполне пропорционально, так как при

изменении скоростей потока меняется плотность газа:

$$\bar{V} = c_m u = \varphi u f, \quad \bar{m} = \rho \bar{V} = \frac{p}{RT} \varphi u f. \quad (1.9)$$

1.5. УСЛОВНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА

Основой газодинамической теории ТК и практики их проектирования служат результаты испытания моделей компрессоров и ступеней на специальных установках — экспериментальных стендах. Модели ступеней отличаются размерами от натуральных компрессоров, но имеют такую же форму проточной части. Теория подобия определяет условия, при которых безразмерные газодинамические характеристики моделей и натуральных ступеней (компрессоров) совпадают. Аргументом при построении безразмерных характеристик выступает безразмерный коэффициент расхода, а не массовый или объемный расход, как у размерных характеристик.

Однако при использовании «физических» коэффициентов расхода φ по формулам (1.4) или (1.8) для определения массового расхода нужно знать плотность газа и площадь соответствующего контрольного сечения — формула (1.9). Чтобы избежать излишних вычислений при расчете компрессора по характеристикам модельных ступеней, целесообразно использовать так называемый условный коэффициент расхода. Приводимые ниже формулы относятся соответственно к осевым и к центробежным ступеням (применительно к последним этот коэффициент применяется чаще):

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_1^* \frac{\pi}{4} D_n^2 u_n} = \frac{\bar{V}_1^*}{\frac{\pi}{4} D_n^2 u_n}; \quad \Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} = \frac{\bar{V}_0^*}{\frac{\pi}{4} D_n^2 u_n}. \quad (1.10a)$$

В формулах (1.10a) плотность газа условная, так как подсчитывается по полному давлению и температуре: $\rho^* = \frac{p^*}{RT^*}$. Соответственно, в

формулы (1.10a) входит условный объемный расход $\bar{V}^* = \frac{\bar{m}}{\rho^*}$. Расходная

скорость так же условна, поскольку объемный расход относится не к одному из фактически существующих проходных сечений, но к площади

РК в радиальной плоскости $\frac{\pi}{4} D_{\text{РК}}^2$.

При использовании условного коэффициента расхода расчетчику достаточно выбрать его значение, соответствующее расчетному режиму компрессора и определить диаметр РК проектируемой ступени:

$$D_2 = \sqrt{\frac{\bar{m}_p}{\rho_{0p}^* \frac{\pi}{4} \Phi_p u_{2p}}} . \quad (1.106)$$

При использовании этой формулы окружная скорость так же должна быть выбрана расчетчиком, исходя из необходимой работы сжатия и с учетом конструктивных, прочностных и газодинамических ограничений.

Например, пусть для центробежной ступени задан массовый расход 12 кг/с и полные параметры на входе в сечении «0», соответствующие плотности $\rho_0^* = 1,25 \text{ кг/м}^3$. Окружную скорость следует выбрать с учетом прочностных, конструктивных и газодинамических соображений, например, 280 м/с в рассматриваемом случае. Если принять для расчетного режима компрессора значение $\Phi_p = 0,060$ (при котором КПД ступени может быть наиболее высоким, как показано ниже), то по формуле (1.106) диаметр РК проектируемой ступени окажется равным 0,820 м, а число оборотов ротора $n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = 6525 \text{ об/мин}$.

Коэффициент расхода Φ_p , несмотря на свою условность, входит в уравнения для определения размеров проточной части центробежных ступеней и в уравнения для расчета некоторых видов потерь напора. Выбор значения Φ_p при проектировании ступени определяет не только ее размеры и скорость вращения, но и важные газодинамические свойства — максимальный КПД и форму характеристик. Эти вопросы будут рассмотрены в разделе «Ступень центробежного компрессора».

1.6. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ВНУТРЕННЕГО НАПОРА

Как известно, компрессоры — энергетические машины, суть рабочего процесса которых заключается в том, что мощность приводного

двигателя передается газу для совершения процесса сжатия и перемещения из области низкого в область высокого давления. Баланс мощности в этом процессе представляется следующим образом

$$N_i = N_p + N_d + N_r, \quad (1.11a)$$

где N_i — мощность двигателя, передаваемая газу рабочим колесом ступени; N_p — мощность, необходимая для повышения давления (сжатия) массового расхода газа и его перемещения из области низкого в область высокого давления; N_d — мощность, расходуемая на изменение кинетической энергии газа; N_r — мощность, расходуемая на преодоление сопротивления движению газа в проточной части.

При расчете проточной части не принято пользоваться соотношением по уравнению (1.11a). Деление мощности на массовый расход дает величину удельной работы, т.е. работы (джоуль) на единицу массы (килограмм) газа $h = \frac{N}{\dot{m}}$, Дж/кг. Для обозначения удельной работы h в турбомашинах обычно используют термин «напор». Уравнение сохранения энергии (1.11a), выраженное через напоры — это известное уравнение Бернулли

$$h_i = h_p + h_d + h_r. \quad (1.11b)$$

Политропный напор — это механическая работа, которую необходимо сообщить каждому килограмму газа для повышения его давления от начальной величины p_1 до конечного давления p_2 и его перемещения из области низкого в область высокого давления (обозначения сечений «1» и «2» могут быть другими, в зависимости от рассматриваемого элемента проточной части). Как следует из курса термодинамики, политропный напор в общем случае рассчитывается по

формуле $h_p = \int_1^2 \frac{dp}{\rho}$, которая в случае совершенного газа приводит к

уравнению

$$h_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (1.12a)$$

где n — показатель политропы — показатель процесса в уравнении политропного сжатия $\frac{p}{\rho^n} = \text{const}$. Для сжатия при отсутствии внешнего теплообмена показатель политропы связан с показателем изоэнтропы k и политропным КПД: $\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}$.

При сжатии газа с таким внешним теплообменом, что температура газа остается постоянной (воображаемый изотермический процесс) показатель политропы $n=1$, и расчет работы сжатия и перемещения следует выполнять по формуле

$$h_{\text{из}} = RT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (1.12б)$$

Динамический напор — это разность кинетических энергий газа в конечном и начальном сечениях

$$h_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (1.12в)$$

Как известно, последний член в правой части уравнения Бернулли — потерянный напор h_r , не подлежит прямому расчету и его определение — наиболее сложная газодинамическая задача при расчете энергетических характеристик турбокомпрессоров.

В правой части уравнения Бернулли

$$h_i = h_{\Gamma} + h_{\text{тд}} + h_{\text{пр}}, \quad (1.13)$$

где h_i — «внутренний напор» — удельная работа, сообщаемая газу рабочим колесом; h_{Γ} — «теоретический напор» — удельная работа, сообщаемая газу лопатками рабочего колеса; $h_{\text{тд}}$ — удельная работа, сообщаемая газу в зазорах между внешними поверхностями основного и покрывающего дисков и корпусом компрессора (у центробежного рабочего колеса); $h_{\text{пр}}$ — удельная работа, сообщаемая газу, перетекающему через лабиринтные уплотнения покрывающего диска в сечение «0» из сечения «2» (у центробежного рабочего колеса).

У рабочих колес ОК нет дисков и уплотнений, поэтому трение дисков и протечки в лабиринтных уплотнениях отсутствуют

$$h_i = h_{\Gamma}; \quad h_{\text{тд}} = 0; \quad h_{\text{пр}} = 0. \quad (1.14)$$

Доля работ трения дисков и протечек $h_{\text{тд}}, h_{\text{пр}}$ у центробежного рабочего колеса по отношению к теоретическому напору невелика ($2 \div 6\%$ в большинстве случаев). Для их расчета в инженерной практике используются простые полуэмпирические формулы, или «одномерные» компьютерные программы, обеспечивающие удовлетворительную точность. Для расчета главной и принципиально важной части подводимой к газу механической работы двигателя используется основное уравнение турбомашин — уравнение Эйлера. Оно позволяет рассчитать теоретический напор по треугольникам скоростей перед и за рабочим колесом:

$$h_{\Gamma} = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1. \quad (1.15)$$

Аналогично тому, как с помощью характерной скорости u был введен безразмерный коэффициент расхода, для оценки способности рабочего колеса передавать газу механическую работу вводится безразмерный коэффициент напора. Удельная работа (напор) имеет размерность кинетической энергии — квадрата скорости c^2 . Для получения безразмерного коэффициента теоретического напора выражение (1.15) следует разделить на квадрат характерной скорости.

Для рабочего колеса **ОК гомогенной ступени**, у которой газ движется по цилиндрическим поверхностям с $r = \text{const}$, $u_2 = u_1$:

– на расчетном радиусе

$$\psi_{\Gamma} = \frac{h_{\Gamma}}{u_p^2} = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u_p} = \bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1}, \quad (1.16a)$$

– на наружном радиусе РК

$$\psi_{\Gamma\text{н}} = \frac{h_{\Gamma}}{u_{\text{н}}^2} = \frac{c_{u2\text{н}} - c_{u1\text{н}}}{u_{\text{н}}} = \bar{c}_{u2\text{н}} - \bar{c}_{u1\text{н}}. \quad (1.16б)$$

У центробежных РК закрутка потока на входе обычно не применяется. В этом случае для РК центробежной ступени

$$\psi_{\Gamma} = \frac{h_{\Gamma}}{u_2^2} = \frac{c_{u2}u_2}{u_2^2} = \bar{c}_{u2}. \quad (1.16в)$$

Совместно с коэффициентом расхода φ , величина коэффициента теоретического напора определяет форму треугольников скоростей. Если рассматривать работу ступеней (или компрессора) при разных оборотах,

но с одинаковыми по форме треугольниками скоростей, то подводимая к газу механическая работа оказывается пропорциональной квадрату окружной скорости (т.е. квадрату оборотов ротора). Например, для центробежной ступени

$$h_T = \psi_T u_2^2. \quad (1.17a)$$

В качестве безразмерной характеристики передаваемой газу внутренней работы следует использовать коэффициент внутреннего напора:

$$h_i = \psi_i u_2^2. \quad (1.17б)$$

1.7. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛИТРОПНОГО НАПОРА

Как указывалось, во многих случаях расчет и анализ рабочего процесса удобно выполнять в безразмерном виде. Подобно коэффициенту теоретического напора, характеризующего величину подводимой к газу механической работы, вводится коэффициент политропного напора:

– для рабочего колеса ОК на расчетном радиусе

$$\psi_p = \frac{h_p}{u_p^2}, \quad (1.18a)$$

– на наружном радиусе РК

$$\psi_{pH} = \frac{h_p}{u_H^2}, \quad (1.18б)$$

– для центробежного РК

$$\psi_p = \frac{h_p}{u_2^2}. \quad (1.18в)$$

В отличие от φ и Ψ_T , коэффициент политропного напора не связан непосредственно с кинематикой потока. Однако из формул (1.18) очевидно следует, что при прочих равных условиях политропный напор — работа сжатия и перемещения газа — пропорционален квадрату скорости вращения (квадрату оборотов). Это предопределяет необходимость работы ТК при высоких окружных скоростях.

1.8. БЕЗРАЗМЕРНОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ

Свободный или вынужденный выбор проектировщиком тех или иных значений условного коэффициента расхода Φ_p и коэффициента теоретического напора ψ_{Tr} предопределяет:

- размеры ступени;
- возможность или невозможность получить высокий КПД;
- возможность или невозможность получить желаемый диапазон устойчивой работы ступени (компрессора).

Анализ показывает, что эти безразмерные коэффициенты однозначно связаны с заданными при проектировании размерными параметрами ступени (компрессора):

- объемным расходом на входе;
- напором, необходимым для получения заданного отношения давлений;
- скоростью вращения ротора.

В технической литературе приводится несколько безразмерных или размерных комплексов, связывающих размерные параметры, численные значения которых сразу же указывают на ожидаемые свойства ступени (компрессора). Наиболее предпочтительным из них представляется так называемое **безразмерное число оборотов** (ради краткости можно называть его **быстроходностью**).

Формула для расчета безразмерного числа оборотов получается на основании следующих соображений:

- безразмерное число оборотов включает перечисленные выше размерные параметры (расход, напор, скорость вращения) в виде произведения;
- размерные параметры входят в формулу в разных степенях, обеспечивающих безразмерность конечного выражения. При этом для скорости вращения, как основного параметра определяющего быстроходность, выбрана первая степень.

В результате выполнения перечисленных условий получается следующее выражение для безразмерного числа оборотов

$$K_n = 2\sqrt{\pi}n \frac{(\bar{V}_0^*)^{0,5}}{h_T^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\Psi_T^{0,75}}. \quad (1.19)$$

Размерности входящих параметров:

– объемный расход в (м³/с) введен в условной форме

$$\bar{V}_0^* = \frac{\bar{m}}{\rho_0^*} = \frac{\bar{m}RT_0^*}{p_0^*};$$

– теоретический напор $h_T = \psi_T u_2^2$ — ЦК, $h_T = \psi_{Tн} u_{Tн}^2$ — ОК (Дж/кг);

– скорость вращения ротора n (об/с).

Сомножитель $2\sqrt{\pi} = 2\sqrt{3,141} = 3,545$ введен для того, чтобы непосредственно связать численное значение K_n с двумя важнейшими безразмерными параметрами ступени — Φ и Ψ_T .

Безразмерное число оборотов может быть с пользой применено к разным типам ТК. Наиболее широко оно используется в центробежных ступенях и компрессорах, предоставляя возможность быстрого анализа будущей конструкции и ожидаемых свойств. Например, для центробежных ступеней промышленных компрессоров:

– для получения высокого КПД и приемлемой характеристики диапазон коэффициента теоретического напора на расчетном режиме не следует выбирать за пределами $\Psi_{Tр} = 0,45 \div 0,65$;

– для получения максимального КПД диапазон условного коэффициента на расчетном режиме не следует выбирать за пределами $\Phi_p = 0,050 \div 0,075$.

В этом случае получается, что оптимальная быстроходность ступеней промышленных ЦК лежит в пределах

$$K_{n\text{opt}} = \frac{0,050^{0,5}}{0,65^{0,75}} \dots \frac{0,075^{0,5}}{0,45^{0,75}} \approx 0,31 \div 0,50.$$

Применение высокорасходных РК с осерадиальными пространственными лопатками позволяет получить высокий КПД при $\Phi_p \approx 0,10 \div 0,120$. Для таких ступеней предельное значение $K_{n\text{optпред}} \approx 0,62$.

У ступеней осевых компрессоров безразмерное число оборотов значительно выше. Максимальное для осевых ступеней значение $\Phi_p \approx 0,45$, минимальное значение коэффициента теоретического напора по

наружному диаметру $\Psi_{\text{Тн р}} \approx 0,20$. Это означает, что для ступени ОК

$$K_{n \text{ max ОК}} = \frac{0,450^{0,5}}{0,30^{0,75}} \approx 1,65.$$

Минимальные значения $K_{n \text{ opt ОК}}$ входят в зону быстроходности центробежных ступеней. Т.е. существует зона быстроходности, в которой могут применяться как те, так и другие ступени. Вообще же очевидно, что осевые компрессоры следует применять для получения больших объемных расходов и относительно малых отношений давлений. Область применения центробежных компрессоров соответствует меньшим объемным расходам, но они могут обеспечивать значительно большие отношения давлений.

Безразмерное число оборотов позволяет быстро оценить возможную конструкцию и ожидаемые свойства заказываемого нового компрессора. По формуле (1.19) следует рассчитать K_n компрессора по его расходу, напору и скорости вращения ротора и сравнить с K_n для ступеней. Обычно быстроходность компрессоров меньше, чем $K_{n \text{ opt}}$ для ступеней, поскольку для получения нужного отношения давлений требуется последовательное сжатие в нескольких ступенях. Разделив напор компрессора между несколькими ступенями, получим безразмерное число оборотов 1-й ступени компрессора, которое и следует сравнить с оптимальными значениями для ступеней ОК или ЦК.

Пример использования K_n . Наиболее распространенные нагнетатели ГПА магистральных газопроводов имеют мощность 16 мВт, скорость вращения ротора 5200 об/мин (определяется конструкцией газовой турбины), отношение давлений $\Pi = \frac{P_k}{P_n} = 1,44$. При

обычных параметрах газа на входе это соответствует объемному расходу $\bar{V}_0^* = 7,50 \text{ м}^3/\text{с}$ и теоретическому напору 47700 Дж/кг, что предопределяет значение $K_n = 0,261$ — если делать такой нагнетатель одноступенчатым. Эта быстроходность меньше оптимальной для центробежных ступеней. То есть, проектировщик будет вынужден принять пониженное значение Φ_p (лишившись возможности получить

максимально допустимый КПД) и повышенное значение Ψ_{T_p} , что приведет к форме характеристик, нежелательной для машин данного типа. В данном случае целесообразно применить две ступени, разделив напор компрессора пополам. Тогда быстроходность 1-й ступени будет равна 0,446 и чуть менее этого на 2-й (из-за сжимаемости), т.е. так же в зоне оптимума. Фактически машины подобного типа и выполняются в большинстве двухступенчатыми.

В принципе наиболее предпочтительный подход к повышению быстроходности — повышение скорости вращения ротора. В рассмотренном выше случае он требует изменения конструкции приводной турбины. Электроприводные турбокомпрессоры обычно приводятся во вращение через повышающую зубчатую передачу — мультипликатор. В этом случае получить оптимальную быстроходность легче, подобрав соответствующее передаточное отношение.

1.9. СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ

Анализ треугольников скоростей на входе и выходе рабочего колеса показывает, что обычно скорость на выходе из РК заметно превышает скорость на входе. Например, при отсутствии закрутки на входе в ступень ОК (рис. 1.3).

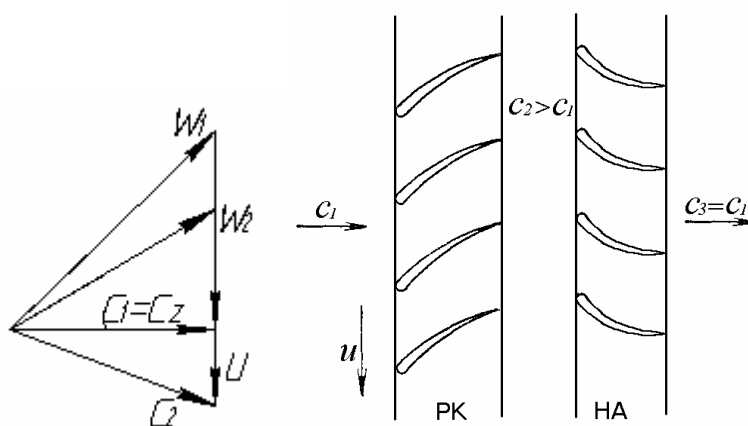


Рис. 1.3. Совмещенные входной и выходной треугольники скоростей ступени ОК при отсутствии закрутки на входе и соответствующие элементарные решетки

В соответствии с уравнением Бернулли это означает, что в РК часть

подведенной к газу механической энергии h_i — формула (1.11б) — не идет на сжатие газа, расходуясь на увеличение кинетической энергии:

$$h_{pPK} = h_i - h_{dPK} - h_{wPK} = h_i - h_{wPK} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}.$$

Соотношение между политропным напором в РК h_{pPK} и всей подведенной к газу удельной механической работой h_i является существенной характеристикой ступени. Понятно, например, что чем меньше доля h_{pPK} , тем больше скорость на входе в НА осевой ступени, или в диффузор ступени центробежной. Известно, что потери при прочих равных условиях пропорциональны кинетической энергии. Например, для ступени на рис. 1.3 $h_{wНА} = \zeta_{НА} \frac{c_2^2}{2}$. Есть и другие важные обстоятельства, которые будут рассмотрены позже.

Соотношение h_{pPK}/h_i называют **степенью реактивности**, или просто **реактивностью** ступени.

Степень реактивности ступени это отношения политропного напора в рабочем колесе к внутреннему напору:

$$\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_i}. \quad (1.20)$$

В зависимости от решаемой задачи следует пользоваться степенью реактивности по формуле (1.20), или ее вариантами, отличающимися теми или иными упрощающими допущениями. В данном курсе используется так называемая теоретическая степень реактивности Ω_T :

– рассматриваются ступени идеального компрессора, в которых отсутствуют потери напора: $h_w = 0$, $h_i = h_T$;

– расходные составляющие скорости перед и за РК одинаковы: $c_{z1} = c_{z2}$ — ОК, $c_{r1} = c_{r2}$ — ЦК;

– движение газа в ступени ОК происходит по цилиндрическим поверхностям: $r_1 = r_2$, т.е. $u_1 = u_2 = u$ (гомогенная ступень);

– закрутка потока в РК центробежной ступени отсутствует: $c_{u1} = 0$.

В этом случае для ступени ОК

$$\Omega_{\text{ТОК}} = \frac{h_{\text{T}} - h_d}{h_{\text{T}}} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u} = 1 - \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2 + c_{z2}^2 - c_{z1}^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u}$$

или

$$\Omega_{\text{T ОК}} = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u}, \quad (1.21a)$$

для ступени ЦК

$$\Omega_{\text{ТЦК}} = \frac{h_{\text{T}} - h_d}{h_{\text{T}}} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2c_{u2}u_2} = 1 - \frac{c_{u2}^2 + c_{r2}^2 - c_{r1}^2}{2c_{u2}u_2}$$

или

$$\Omega_{\text{ТЦК}} = 1 - \frac{c_{u2}}{2u_2} = 1 - 0,5\psi_{\text{T}}. \quad (1.21б)$$

Теоретическая степень реактивности подчеркивает основные кинематические особенности ступени (попросту — форму треугольников скоростей), что особенно важно учитывать при проектировании осевых ступеней. Выбранное исходя из области применения компрессора значение $\Omega_{\text{ТОК}} = 0,50 \div 1,0$ определяет основные свойства ступени.

Значения степени реактивности для ступени ЦК прямо связаны с коэффициентом напора согласно формуле (1.21б). При выборе параметров центробежной ступени удобнее выбирать значение коэффициента теоретического напора — имея в виду, что этот выбор предопределяет так же и реактивность ступени.

1.10. ПОЛИТРОПНЫЙ КПД

Компрессоры служат для сжатия и перемещения газов. То есть, их полезная работа характеризуется политропным напором. Механическая работа, необходимая для осуществления рабочего процесса ступени (компрессора) расходуется в соответствии с уравнением Бернулли (1.12) так же:

– на изменение кинетической энергии — динамический напор

$$h_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (1.22)$$

– на преодоление сопротивления движению — потерянный напор, который можно представить как сумму трех составляющих

$$h_r = h_w + h_{\text{тд}} + h_{\text{пр}}. \quad (1.23)$$

О потерянном напоре на трение дисков $h_{\text{тд}}$ и на протечки в уплотнении покрывающего диска $h_{\text{пр}}$ упомянуто выше — формула (1.13).

Иногда эти потери называют:

- «щелевыми», подчеркивая место их образования — зазоры между центробежным РК и корпусом компрессора;
- «внешними», имея в виду, что они образуются вне проточной части, где движется основной поток газа.

Главная часть потерянного напора h_w вызвана движением основного потока газа внутри РК и НА (ступень ОК), внутри колеса, диффузора, ОНА (ступень ЦК). Точный расчет потерянного напора h_w невозможен в настоящее время и в обозримом будущем. Это предопределяет необходимость анализа природы возникновения сопротивлений в теории турбомашин и применения приближенных, «инженерных» методов их расчета. В безразмерном виде потери напора выражаются через коэффициент полезного действия — КПД. Для любой энергетической машины КПД есть отношение совершенной полезной работы ко всей затраченной работе. Применительно к ступени ТК выражение для КПД вытекает из уравнения Бернулли.

У ТК скорость движения газа столь высока, что динамический напор — изменение кинетической энергии — в ряде случаев сопоставима с политропным напором. Как правило, изменение кинетической энергии нельзя считать бесполезным. Например, у одного из видов ТК — вентиляторов, повышение давления незначительно и их основная функция — создать поток быстродвижущегося воздуха.

Политропный КПД по заторможенным («полным») параметрам включает в себя сумму политропного и динамического напоров в качестве полезной работы:

$$\eta_p^* = \frac{h_p + h_d}{h_i} = \frac{h_i - h_r}{h_i} = 1 - \Delta\eta_p^*, \quad \Delta\eta_p^* = \frac{h_r}{h_i}. \quad (1.24)$$

«Гидравлический» КПД. Имея в виду формулы (1.13) и (1.23) представим уравнение Бернулли в виде

$$h_i = h_T + h_{тд} + h_{пр} = h_{пол} + h_d + h_w + h_{тд} + h_{пр}$$

или:

$$h_T = h_p + h_d + h_w \quad (1.25)$$

Как указывалось, у ступеней ОК отсутствуют дисковые потери и потери протечек — $h_i = h_T$ и применительно к ОК уравнение Бернулли следует применять в виде формулы (1.25). В ряде случаев и в центробежных ступенях интерес представляют именно процессы внутри проточной части, процессы в зазорах (временно) исключаются из рассмотрения. В этих случаях:

$$\eta_w^* = \frac{h_p + h_d}{h_T} = \frac{h_i - h_w}{h_T} = 1 - \Delta\eta_w^*, \quad \Delta\eta_w^* = \frac{h_w}{h_T}. \quad (1.26)$$

Индекс «w» в формуле (1.26) обозначает тот факт, что рассматриваются процессы только в самой проточной части. КПД η_w^* называют «внутренним», или «гидравлическим».

Политропный КПД по статическим параметрам. Для расчета процесса сжатия и перемещения газа следует рассматривать процесс «в статике». Наблюдатель как бы движется вместе с газом, считая газ неподвижным. В этом случае полезная работа — только h_p . Однако, изменение кинетической энергии нельзя игнорировать с энергетической точки зрения и динамический напор следует исключить из затраченного механического напора. Соответственно, политропный КПД по статическим параметрам выглядит так:

$$\eta_p = \frac{h_p}{h_i - h_d} = \frac{h_i - h_d - h_r}{h_i - h_d} = 1 - \frac{h_r}{h_i - h_d}. \quad (1.27a)$$

Иногда при обработке экспериментальных данных КПД ступеней и, особенно ТК в целом, рассчитывают в пренебрежении динамическим напором $h_d \approx 0$. Если при этом также внешний теплообмен пренебрежимо мал, то:

$$\eta_p = \frac{h_p}{h_i} = \frac{h_i - h_d - h_r}{h_i} = 1 - \frac{h_r + h_d}{h_i} = \frac{\ln(p_2/p_1) / \ln(T_2/T_1)}{h_i}, \quad (1.27b)$$

Если рассматривать начальные и конечные сечения ступени или компрессора, то динамический напор оказывается небольшим, так как

скорости на входе и выходе довольно близки. В этом случае КПД по полным и статическим параметрам практически совпадают, равно как и КПД по формуле (1.276). Однако, во избежание ошибки в каждом конкретном случае следует убедиться, можно ли использовать один из этих КПД взамен другого.

Знание КПД по статическим параметрам необходимо для расчета давления и температуры газа в проточной части. Как известно, процесс сжатия и перемещения наглядно представляет диаграмма в координатах «энтальпия — энтропия» $i - s$. Теплосодержание для совершенного газа равно $i = c_p T$, энтропия есть математический вид $ds = \frac{dQ}{T}$. Здесь $Q = Q_r + Q_{вн}$ — подводимое к единице массы газа тепло, влияющее на изменение энтропии.

Применительно к проточной части ТК количество тепла, связанное с внешним теплообменом через стенки проточной части, считается пренебрежимо малым. Таким образом, практически на изменение энтропии влияет только тепло от потери напора в проточной части. Это делает диаграмму $i - s$ весьма наглядной так же и для анализа роли потерь напора — рис. 1.4. Здесь рассматривается изменение статических параметров, без учета изменения скорости газа. Ради упрощения будем считать, что сечения «1» и «2» соответствуют входу — выходу ступени, в которых скорости потока одинаковы, $h_d = 0$.

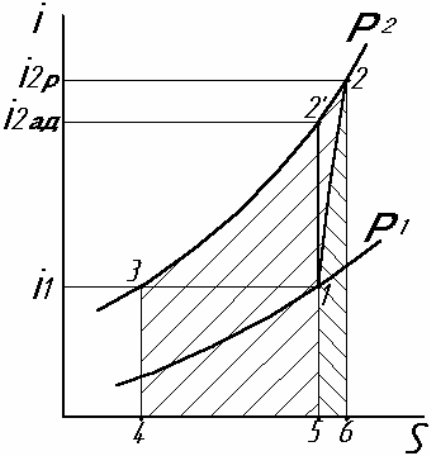


Рис. 1.4. Представление рабочего процесса сжатия в ступени (и в неохлаждаемом компрессоре) в диаграмме $i - s$

У воображаемого «идеального» компрессора отсутствуют потери напора и внешний теплообмен. Процесс сжатия от «1» до «2» представляется в виде вертикальной линии при $dS = 0$, $S = \text{const}$. В соответствии с уравнением энергии работа сжатия $h_{ad} = h_T$, совершая процесс сжатия и перемещения повышает теплосодержание $i_{2ad} = i_1 + h_T$.

Как известно из термодинамики, работа сжатия и перемещения газа из полости с давлением p_1 в полость с давлением p_2 — политропный напор определяется интегралом:

$$h_p = \int_1^2 \frac{dp}{\rho}. \quad (1.28)$$

Совершенный газ подчиняется уравнению состояния Клапейрона:

$$\frac{p}{\rho} = RT. \quad (1.29)$$

При сжатии такого газа в идеальном компрессоре без внешнего теплообмена и потерь напора, параметры меняются в соответствии с уравнением изоэнтропного процесса, который в технической литературе обычно (неточно) называют адиабатным:

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{const}. \quad (1.30)$$

Здесь $k = \frac{c_p}{c_v}$ — показатель изоэнтропы (адиабаты) — величина, для совершенного газа не зависящая от давления и температуры.

В случае адиабатного процесса с учетом уравнений (1.29) и (1.30) работа сжатия и перемещения по формуле (1.28) предстанет в виде:

$$h_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.31)$$

Свойства диаграммы $i-s$ таковы, что не только повышение энтальпии равно подведенной механической работе $h_T = h_{ad} = i_{2ad} - i_1$ (в адиабатном процессе вся подведенная работа идет на сжатие и перемещение газа), но и площадь слева от линии адиабатного процесса также пропорциональна этой работе.

В реальной ступени (компрессоре) рабочий процесс сопровождается потерями напора на преодоление сопротивления движению. При пренебрежимо малом внешнем теплообмене потерянный напор — механическая работа — преобразуется в тепло, рассеивающееся в сжимаемом газе. По сравнению с идеальным изоэнтропным (адиабатным) процессом реальный процесс сопровождается ростом энтропии $dS = \frac{dQ_r}{T}$ и линия политропного процесса сжатия — перемещения отклоняется вправо от изоэнтропы.

Процесс политропного сжатия заканчивается при более высокой температуре, чем в идеальном компрессоре, в котором потери отсутствуют. Разность энтальпий реального и «идеального» сжатия равна потерянному напору:

$$i_{2p} - i_{2ad} = h_r. \quad (1.32)$$

Площадь под линией политропного процесса 1-2-6-5-1 пропорциональна h_r . Чем менее совершенен процесс сжатия — перемещения, тем сильнее отклоняется вправо линия процесса.

Работа политропного сжатия-перемещения пропорциональна площади слева от линии процесса 1-2-2'-4-5-1. Очевидно, что работа политропного сжатия $h_p > h_{ad}$, что вызвано более высокой температурой газа в реальном процессе. Известно, что более горячий газ более упруг, т.е. требует большей затраты работы для сжатия.

В разных элементах проточной части потери напора могут быть разными, поэтому линия реального процесса на диаграмме $i-s$ в принципе немонотонна. Для инженерных расчетов достаточным приближением считается описание политропного процесса аналогично процессу адиабатного сжатия (1.30) с некоторым средним для рассматриваемого процесса показателем n (показатель политропы):

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{const}. \quad (1.33)$$

В этом случае политропная работа может быть рассчитана аналогично тому, как это делается для расчета адиабатной работы по уравнению (1.31):

$$h_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \quad (1.34)$$

Численное значение показателя политропы должно быть таково, что при расчете по формуле (1.34) и в реальном процессе в ступени ТК энтальпия i_{2p} или, что то же — температура конца процесса, были одинаковы. Это условие обеспечивается в том случае, когда показатели политропы и адиабаты связаны соотношением:

$$\frac{n}{n-1} = \eta_p \frac{k}{k-1}, \quad (1.35)$$

где η_p — политропный КПД процесса в соответствии с формулой (1.27а).

Расчеты по уравнению (1.34) используются при решении «обратной» задачи, когда определяется величина h_p , необходимая для получения необходимого проектировщику ступени (компрессора) отношения давлений $\Pi = \frac{p_2}{p_1}$.

При решении «прямой» задачи определяется величина $\Pi = \frac{p_2}{p_1}$, которую развивает ступень (компрессор), сообщаящий газу внутренний напор h_i :

$$\Pi = \left(1 + \frac{h_i}{\frac{k}{k-1} RT_1} \right)^{\frac{k}{k-1} \eta_p}. \quad (1.36)$$

Из сказанного вытекает, что знание КПД необходимо для расчета рабочего процесса. При проектировании ступени (компрессора) проектировщик должен задаться величиной КПД на расчетном режиме η_{pp} , исходя из оценки параметров объекта. Как будет показано ниже, КПД ступени в значительной степени зависит от значений коэффициентов расхода и напора. Эти величины могут в некоторых случаях выбираться проектировщиком произвольно, а иногда ограничены конструктивными

ограничениями. Оказывают влияние на КПД значения критериев подобия — сжимаемости M и вязкости Re . Немаловажно искусство проектирования — правильность выбора основных размеров проточной части, формы лопаток и каналов. По окончании проектирования значение η_{pp} должно быть проверено.

Наиболее надежна проверка испытанием модели ступени (компрессора) на специальных установках — экспериментальных стендах, что является общепринятой практикой. Такие эксперименты недешевы и занимают много времени. Применительно к центробежным ступеням (компрессорам) кафедра КВХТ располагает так называемым Методом универсального моделирования (комплекс компьютерных программ), обеспечивающим приемлемую точность для решения инженерных задач. Существуют и другие подходы и программы, в том числе и для ОК.

Второе назначение КПД — быть мерой совершенства компрессора, служить для сопоставления вариантов возможного исполнения компрессора, для сравнения разных компрессоров. Как следует из формул (1.24), (1.26), (1.27) политропный КПД однозначно определяет потери напора. Если известно значение политропного КПД того или иного вида, например 86%, это означает, что 14% подведенной работы пришлось затратить на преодоление сопротивлений в проточной части ступени.

Политропный КПД по формулам (1.24), (1.26), (1.27) применим и к многоступенчатым компрессорам, если в процессе сжатия не производится принудительное охлаждение газа. Для расчета и оценки «охлаждаемых» компрессоров следует применять **изотермный КПД**.

1.11. АДИАБАТНЫЙ КПД

Если в качестве полезной работы рассматривать удельную работу сжатия — перемещения идеального компрессора (определяется отрезком 1-2', либо пропорциональна площади 1-2'-2-4-5-1) на рис. 1.4, то аналогично формулам (1.24), (1.26) получатся выражения для адиабатного КПД:

$$\eta_{ad}^* = \frac{h_{ad} + h_d}{h_i}, \quad (1.37)$$

$$\eta_{adw}^* = \frac{h_{ad} + h_d}{h_T}. \quad (1.38)$$

При такой операции площадь треугольника 1-2-2'-1. на диаграмме $i-s$ (рис. 1.4), т.е. разность политропного и адиабатного напоров $h_p - h_{ad}$ исключается из баланса мощностей и (неправомерно) относится к потерям напора.

В отличие от политропного, по величине адиабатного КПД нельзя однозначно судить о потерях напора. Для одной и той же ступени (компрессора) численное значение адиабатного КПД меньше, чем политропного: $\eta_{ad} < \eta_p$. При прочих равных условиях эта разность возрастает с ростом отношения давлений в ступени (компрессоре).

Адиабатный КПД достаточно удобно использовать при расчете проточной части с использованием параметров торможения p^* , T^* . Упрощение расчетов имело значение до наступления «калькуляторно-компьютерной» эпохи, что было причиной широкого применения этого вида КПД в теории и практике турбомашин. По традиции этот вид КПД до сих пор используется в авиамоторной технике.

Т.к. адиабатный КПД непригоден для оценки газодинамического совершенства ступеней (компрессоров) и теперь не имеет преимуществ при выполнении расчетов, авторы не считают оправданным его использование в настоящее время.

1.12. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Развиваемое ступенью (компрессором) отношение давлений $\Pi = \frac{p_k}{p_n}$ определяется значениями давлений за — и перед компрессором, т.е. зависят от технологической системы, в которой работает компрессор.

Рассмотрим пример пневматической сети, обслуживаемой несколькими параллельно работающими электроприводными ТК. Некоторое количество компрессоров работает постоянно, другие подключаются по мере роста потребления сжатого воздуха. В момент пуска подключаемый компрессор не развивает давления, поэтому в этот момент он не может быть соединен с сетью. Между сетью и нагнетанием

компрессора находится клапан (задвижка) в закрытом положении. Еще один клапан в открытом положении соединяет нагнетательный патрубок компрессора с атмосферой. По мере роста оборотов производительность компрессора растет, но он не развивает давления, так как и всасывающий и нагнетательный патрубки соединены с атмосферой. Подводимая к воздуху мощность двигателя полностью расходуется на преодоление сопротивления движению в проточной части.

Синхронные электродвигатели крупных ТК работают с фиксированной, синхронной частотой — 50 Гц, или 3000 об/мин при двухполюсном статоре. При достижении рабочего числа оборотов компрессор способен развить нужное давление, но не развивает его, т.к. нагнетание по-прежнему соединено с атмосферой. Для создания давления на нагнетании постепенно прикрывают задвижку, соединяющую нагнетание компрессора с атмосферой. Из-за сопротивления задвижки давление за компрессором растет, а расход газа уменьшается. При достижении равенства давления за компрессором и давления в сети, задвижка между ними открывается, а задвижка между нагнетанием и компрессором — закрывается.*

Таким образом, в рассмотренном процессе постепенного изменения сопротивления сети компрессор меняет режим работы, развивая разное давление при изменяющемся расходе. Зависимость развиваемого компрессором давления от расхода **при постоянной скорости вращения и постоянных условиях на входе** (давление и температура газа) — это **напорная характеристика компрессора**. При изменении расхода меняется КПД. **Характеристика КПД — это его зависимость от расхода**. Меняется так же потребляемая компрессором мощность (**характеристика потребляемой мощности**).

Паровые и газовые турбины, используемые для привода ТК, могут работать с переменными оборотами. Современные системы электропривода с изменяемой частотой переменного тока предоставляют такую же возможность. Переменные обороты существенно расширяют возможность ТК удовлетворить меняющиеся требования сети. При

*Пример носит иллюстративный характер, действительный процесс пуска может отличаться.

использовании привода с переменным числом оборотов турбокомпрессор должен иметь **семейство характеристик** — набор характеристик при нескольких фиксированных значениях оборотов. Например, проекты кафедры КВХТ центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом сопровождаются семейством рассчитанных характеристик в диапазоне $0,7 \div 1,05 n_p$ — рис. 1.5.

Сложность рабочих процессов ТК не дает возможности рассчитать характеристики аналитически. На рис. 1.5 характеристики рассчитаны компьютерной программой SSPM-G4E Метода универсального моделирования [17] в виде набора режимов с разными расходами. Рассчитанные характеристики записываются в выходном файле в табличном виде.

При испытании ТК и их моделей измерения проводятся на нескольких режимах (противодавление создается дроссельной задвижкой на нагнетании), но результаты так же представляются в графическом виде ради наглядности.

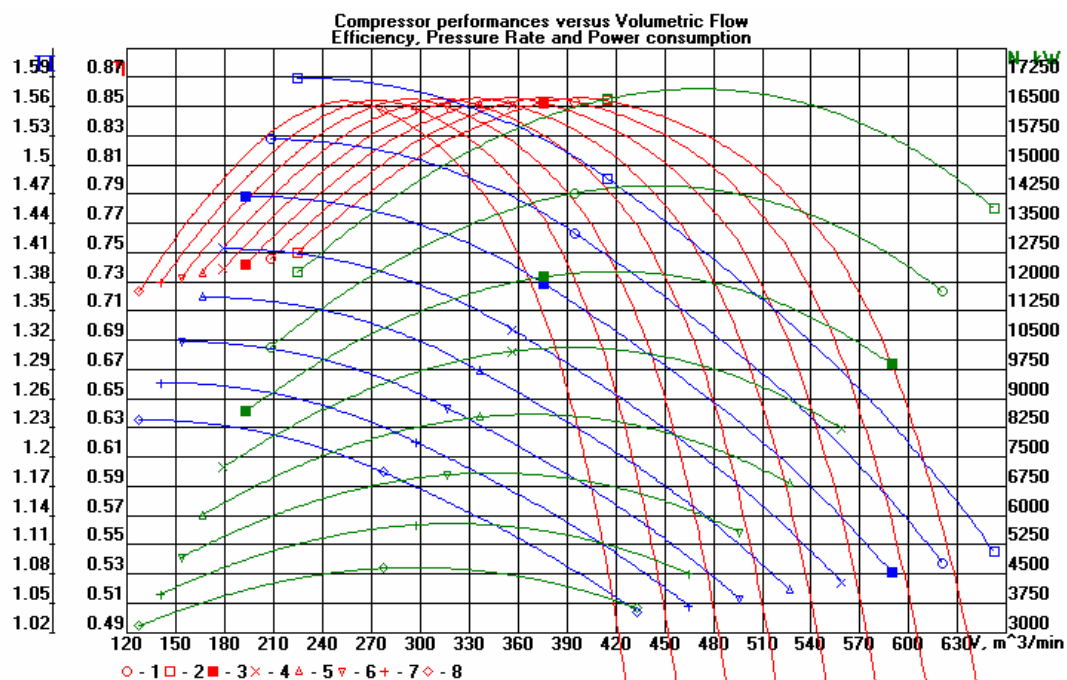


Рис. 1.5. Семейство рассчитанных характеристик центробежного компрессора ГПА мощностью 16 МВт в диапазоне $0,7 \div 1,05 n_p$ ($n_p = 5200$ об/мин): синие — отношение давлений; красные — КПД; зеленые — потребляемая мощность

При рассмотрении характеристик отдельных ступеней целесообразно использовать безразмерные характеристики в виде $\eta, \psi_T, \psi_p = f(\varphi)$ или $\eta, \psi_T, \psi_p = f(\Phi)$. Возможны и другие комбинации. Переход от безразмерных характеристик к размерным, или частично размерным, например, $\eta, \Pi, N_T = f(\bar{m})$ очевидно вытекает из приводимых в тексте соотношений.

Рассматриваемые ниже закономерности подтверждают, что при увеличении отношения давлений производительность компрессора (ступени) уменьшается. Из формул для работы политропного сжатия вытекает, что отношение давлений ступени связано с подводимым к газу внутренним напором h_i и КПД η_p — формула (1.36). Имея в виду, что $h_i = \psi_i u_2^2$ и $kRT_n = a_n$ (a_n — скорость распространения малых возмущений — скорость звука) приведем эту формулу к безразмерному виду:

$$\Pi = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{k}{k-1}\eta_p}, \quad (1.39)$$

где условное число Маха:

$$M_u = \frac{u_2}{a_n} = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_n}}. \quad (1.40)$$

Формула (1.39б) показывает, что развиваемое ступенью отношение давлений при постоянных оборотах и условиях на входе ($M_u = \text{const}$) в большой степени определяется величиной коэффициента внутреннего напора ψ_i .

Зависимость отношения давлений (или конечного давления p_k при постоянном начальном давлении p_n , если это удобнее) от производительности при постоянных оборотах ротора — это **напорная характеристика** ступени (компрессора).

Характеристика «идеального» центробежного рабочего колеса с бесконечным числом лопаток. Имея в виду, что скорости на входе и выходе ступени практически одинаковы, т.е. $h_d = 0$, рассмотрим вид напорной характеристики на примере центробежной ступени, начав с простейшего случая:

– ступень идеального компрессора в силу отсутствия потерь $h_r = 0$ преобразует всю подводимую к газу работу в политропный напор: $h_T = h_p$;

– рабочее колесо имеет бесконечное число бесконечно тонких лопаток $z = \infty$, в результате чего газ покидает колесо без отставания — в направлении лопаток на выходе $\beta_2 = \beta_{л2}$.

Имея в виду рассмотренные выше связи напора и расхода с соответствующими безразмерными коэффициентами, представим напорную характеристику в безразмерном виде $\psi_T = \psi_i = f(\varphi_2)$. На рис. 1.6 показаны выходные треугольники скоростей при трех характерных значениях выходного угла лопаток $\beta_{л2} \leq \geq 90^\circ$. Связь между коэффициентами напора и расхода вытекает из простых соотношений между компонентами скоростей: $\vec{c}_{u2} = \vec{w}_{u2} + \vec{u}_2$, $w_{u2} / w_{r2} = \text{ctg}\beta_{л2}$:

$$\psi_{T(z=\infty)} = \frac{c_{u2}}{u_2} = 1 - \varphi_2 \text{ctg}\beta_{л2}. \quad (1.41a)$$

Очевидна линейная зависимость коэффициента напора от коэффициента расхода, т.е. при принятых для характеристики условиях постоянства оборотов линейность зависимости теоретического напора от объемного расхода на выходе из РК.

Рассмотрим вид напорной характеристики идеальной ступени с бесконечным числом лопаток ($z = \infty$) при трех характерных значениях выходного угла лопаток.

$\beta_{л2} < 90^\circ$ («лопатки, загнутые назад»). В этом случае увеличение расхода линейно уменьшает напор и наоборот (рис. 1.6, а). При нулевом расходе $\varphi_2 = 0$ (при полностью закрытом для газа выходе компрессора) коэффициент теоретического напора достигает максимально возможной величины $\psi_T = 1$, т.к. $c_{u2} = u_2$ — газ неподвижен относительно рабочего колеса и вращается вместе с ним.

Вместе с тем, чем больше расход, тем меньше загнутые назад лопатки успевают закручивать поток. При $\psi_T = 0$ из формулы (1.41a) следует, что максимально возможный коэффициент расхода равен $\varphi_{2\text{max}} = \text{tg}\beta_{л2}$. При этом лопатки как бы вообще перестают «догонять» поток. Газ проходит через колесо в чисто радиальном направлении:

$c_1 = c_{r1}$, $c_2 = c_{r2}$. При этом механическая энергия к газу не поводится.

$\beta_{л2} = 90^\circ$ («радиально оканчивающиеся лопатки»). В этом случае котангенс угла выхода лопаток равен нулю и коэффициент напора не зависит от производительности:

$$\Psi_{T(z=\infty)} = f(\varphi_2) = \text{const} = 1. \quad (1.416)$$

Соответствующие треугольники скоростей и графическая зависимость коэффициента напора от коэффициента расхода показаны на рис. 1.6, б.

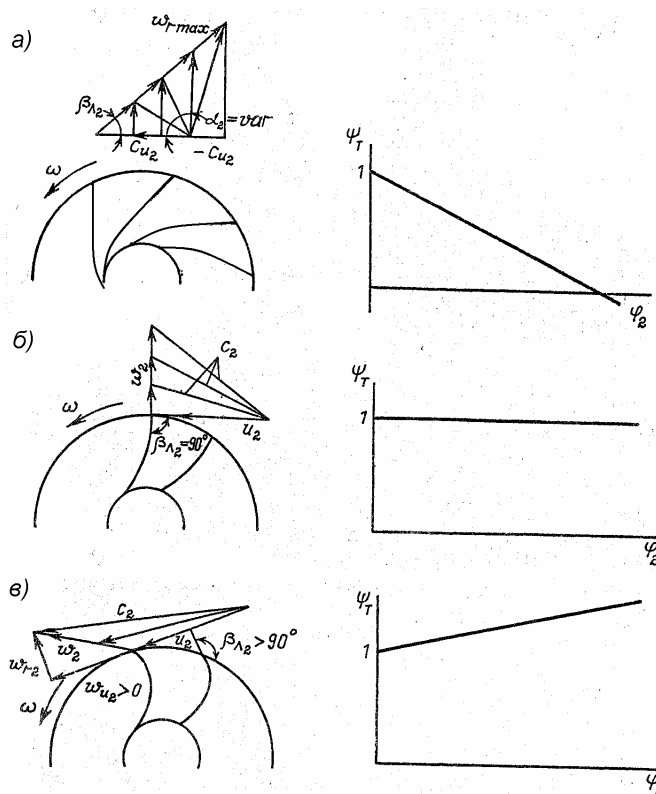


Рис. 1.6. Выходные треугольники скоростей и напорные характеристики идеальных РК при бесконечном числе лопаток и $\beta_{л2} \gg 90^\circ$ ($c_{u1} = 0$): а — $\beta_{л2} < 90^\circ$ («лопатки, загнутые назад»); б — $\beta_{л2} = 90^\circ$ («радиально оканчивающиеся лопатки»); в — $\beta_{л2} > 90^\circ$ («загнутые вперед лопатки»)

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, На самом деле этому мешают потери, возрастающие пропорционально квадрату скорости, т.е. квадрату расхода.

$\beta_{л2} > 90^\circ$ («загнутые вперед лопатки»). В этом случае котангенс выходного угла лопаток меняет знак на противоположный:

$$\psi_{T(z=\infty)} = 1 + \varphi_2 \operatorname{Ctg} \beta_{л2}, \quad (1.41в)$$

Теоретический напор при выходном угле лопаток больше 90° растет пропорционально расходу (рис. 1.6, в). Загнутые вперед лопатки сообщают газу закрутку большую, чем u_2 . Причем тем большую, чем больше расход. У ступени идеального компрессора (потери отсутствуют) теоретически коэффициент напора может быть бесконечно большим при бесконечно большом коэффициенте расхода. Однако из-за быстрого роста потерь при больших скоростях потока по отношению к окружной скорости характеристика полезного напора у реальной ступени получается восходящей (политропный напор растет при уменьшении расхода) при любых углах выхода лопаток $\beta_{л2} \leq 90^\circ$.

Степень реактивности в зависимости от коэффициента расхода при разных углах выхода лопаток $\beta_{л2}$ ($z = \infty$). Как показано выше, теоретическая степень реактивности при отсутствии закрутки на входе однозначно связана с коэффициентом теоретического напора $\Omega_T = 1 - 0,5\psi_T$ ($c_{u1} = 0$, $c_{r2} = c_{r1}$) — формула (1.21б). С учетом формулы (1.41):

$$\Omega_T = 0,5(1 + \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}). \quad (1.42)$$

Отсюда следует:

– при $\beta_{л2} < 90^\circ$ минимальное значение степени реактивности равно 0,5 (половина идет на сжатие, половина на увеличение скорости) при нулевом расходе, который соответствует максимальном $\psi_T = 1$. С ростом расхода степень реактивности линейно увеличивается, достигая единицы при максимальном коэффициенте расхода и при нулевом коэффициенте напора. Это иллюстрирует график на рис. 1.7;

– при $\beta_{л2} = 90^\circ$ степень реактивности равна 0,5 вне зависимости от расхода;

– при $\beta_{л2} > 90^\circ$ котангенс выходного угла лопаток отрицателен. Максимальное значение степени реактивности, равное 0,5, имеет место при нулевом расходе. С ростом расхода степень реактивности уменьшается. Нулевой реактивности соответствует коэффициент расхода $\varphi_{2(\Omega_T=0)} = -\text{tg}\beta_{л2}$. Если ступень работает при еще большем расходе, подвод механической работы сопровождается снижением статического давления в РК и $\Omega_T < 0$.

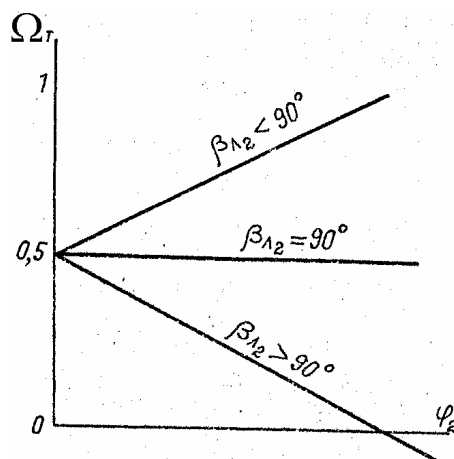


Рис. 1.7. Зависимость $\Omega_T = f(\varphi_2)$, $\beta_{л2} \leq \geq 90^\circ$, $z = \infty$

Коэффициент статического напора РК в зависимости от расхода при $\beta_{л2} \leq \geq 0$. При оговоренных выше условиях анализа ступени идеального компрессора политропный напор в РК равен $h_{pPKид} = h_T \Omega_T$. В безразмерном виде и с учетом формул (1.41), (1.42):

$$\psi_{pPKид} = \psi_T \Omega_T = (1 - \varphi_2 \text{ctg}\beta_{л2}) 0,5(1 + \varphi_2 \text{ctg}\beta_{л2}),$$

т.е.

$$\psi_{pPKид} = 0,5 \left(1 - (\varphi_2 \text{ctg}\beta_{л2})^2 \right). \quad (1.43)$$

Из формулы (1.43) следует, что с ростом $\beta_{л2}$ при заданном φ_2 коэффициент статического напора рабочего колеса растет, достигая максимально возможного значения $\psi_{pPKид} = 0,5$ при радиально оканчивающихся лопатках.

При дальнейшем увеличении выходного угла лопаток котангенс угла становится отрицательным, но его абсолютное значение растет. Поскольку

в формуле (1.43) котангенс угла входит во второй степени коэффициент статического напора уменьшается. Например, у идеального РК с назад загнутыми лопатками $\beta_{л2} = 45^\circ$ и с вперед загнутыми лопатками $\beta_{л2} = 135^\circ$ при $\varphi_2 = 0,25$ коэффициент статического напора одинаков и равен $\psi_{рРКид} = 0,469$.

Соотношение (1.42) иллюстрирует рис. 1.8.

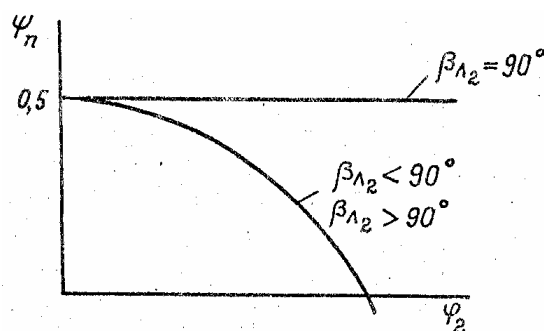


Рис. 1.8. Зависимость коэффициента статического напора идеального РК от коэффициента расхода при различных $\beta_{л2} \leq \geq 90^\circ$

Характеристика теоретического (подводимого к газу) напора РК реальной ступени. Реальная ступень и ее рабочее колесо отличаются от рассмотренных идеальных:

- в рабочем колесе при конечном числе лопаток газ отстает от направления лопаток, покидая РК под углом $\beta_2 < \beta_{л2}$;
- имеет место сопротивление движению газа и соответствующие потери напора.

Измеренные при испытании ступеней напорные характеристики так же демонстрируют линейный характер зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$, несмотря на указанные различия. Связь между коэффициентами напора и расхода по формуле (1.41a) вытекает из рассмотрения выходного треугольника скоростей. Это соотношение справедливо и для реальных рабочих колес, только в нем присутствует значение выходного угла потока:

$$\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (1.44)$$

Так как $\beta_2 < \beta_{л2}$, то и коэффициент теоретического напора реального РК меньше, чем у соответствующего ему идеального объекта.

Соотношение между напорными характеристиками реального и идеального РК иллюстрирует рис. 1.9.

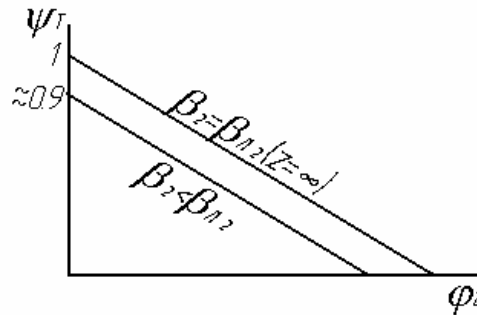


Рис. 1.9. Напорные характеристики $\psi_T = f(\varphi_2)$ идеального и реального РК при $\beta_{n2} < 90^\circ$

Характеристика политропного (полезного) напора. Полагая величину динамического напора в пределах ступени пренебрежимо малой, получаем из уравнения Бернулли для процессов, происходящих внутри проточной части (времененно исключив из рассмотрения «щелевые» потери) очевидное соотношение — полезная работа равна подведенной к газу за вычетом потери на преодоление сопротивления движению газа:

$$h_p = h_T - h_w, \quad (1.45a)$$

или в безразмерном виде, отнеся напоры к u_2^2 :

$$\psi_p = \psi_T - \psi_w, \quad (1.45b)$$

где $\psi_w = h_w / u_2^2$ — коэффициент потерянного напора.

Очевидно, что для получения напорной характеристики $\psi_p = f(\varphi_2)$ при известной зависимости $\psi_T = f(\varphi_2)$ по формуле (1.44) достаточно определить, как потери напора зависят от расхода. В безразмерном виде это означает определение функции $\psi_w = f(\varphi_2)$.

Для решения вопроса следует рассмотреть условия обтекания лопаточных аппаратов ступени при разных расходах. В качестве примера будем рассматривать условия обтекания лопаток РК. Закономерности для других элементов проточной части аналогичны.

В целях качественного описания проблемы воспользуемся

упрощенным, одномерным подходом, разделив потери напора на входе в РК на потери внутри межлопаточных каналов и на потери на входе:

$$h_{wPK} = h_{wкан} + h_{wвхдн}. \quad (1.46)$$

На рис. 1.10 показаны треугольники скоростей и скорости в горле межлопаточных каналов (самое узкое сечение на входе, где толщина лопаток наиболее заметна) при разных расходах. Из уравнения неразрывности следует, что массовый расход перед РК, за РК и в горле межлопаточных каналов одинаковый:

$$\bar{m} = \rho_2 \pi D_2 b_2 \varphi_2 u_2 = \rho_1 \pi D_1 b_1 \varphi_1 u_1 = \rho_1 a_1 b_1 z \bar{w}_1 u_2. \quad (1.47)$$

Очевидно, что абсолютная скорость на входе в РК $c_1 = c_{z1} = \varphi_1 u_1$ и скорость в горле каналов w_1'' с изменением расхода изменяются так же, как расходная скорость на выходе из РК $c_{r2} = \varphi_2 u_2$. Большим коэффициентам расхода φ_2 соответствуют большие коэффициенты расхода φ_1 и безразмерные скорости в горле $\bar{w}_1'' = w_1'' u_2$.

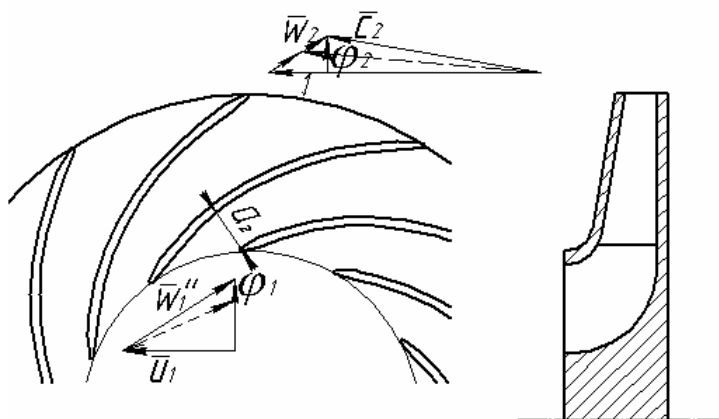


Рис. 1.10. Треугольники скоростей и скорость в горле межлопаточного канала центробежного РК

При анализе «канальной» составляющей потерь следует иметь в виду, что направление скорости в горле канала w_1'' совпадает с направлением лопаток и не меняется с изменением расхода. Очевидно, что в этом случае потери напора пропорциональны коэффициенту потерь $h_{wкан}$ и кинетической энергии:

$$h_{\text{вкан}} = \zeta_{\text{кан}} \frac{w_1^2}{2} \quad (1.48a)$$

или

$$\psi_{\text{вкан}} = \frac{h_{\text{вкан}}}{h_T} = \frac{\zeta_{\text{кан}}}{2\psi_T} \bar{w}_1^2, \quad (1.48б)$$

где из (1.47) получаем $\bar{w}_1^2 = \frac{\rho_2 \pi D_2 b_2}{\rho_1 a_1 b_1 z} \varphi_2$, т.е. безразмерная скорость в горле

практически прямо пропорционально коэффициенту расхода на выходе из РК. На рис. 1.11 показана зависимость $\psi_{\text{вкан}} = f(\varphi_2)$ и то, как бы выглядела характеристика полезного напора $\psi_T - \psi_{\text{вкан}} = f(\varphi_2)$, если бы в РК не было других потерь. Такая характеристика была бы превосходна и в наилучшей степени соответствовала бы широкому кругу применения ТК.

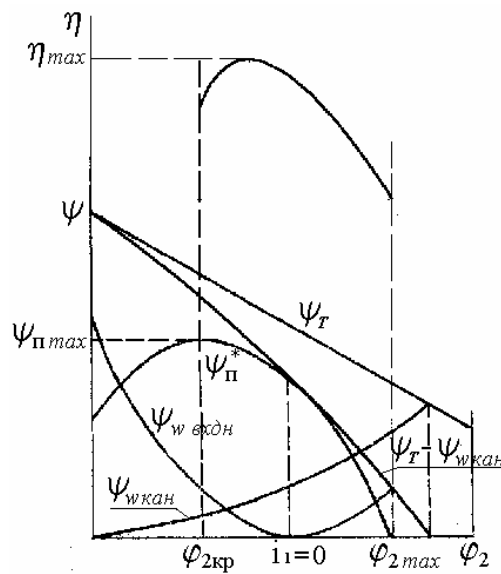


Рис. 1.11. Пояснения к характеристике коэффициента полезного напора и КПД

К сожалению, зависимость входных потерь от расхода принципиально меняет вид характеристик ТК и их ступеней. Из входных треугольников скоростей на рис. 1.10 ясно, что при изменении расхода изменяется направление относительной скорости на входе в межлопаточные каналы РК. Известно так же, что лопатки РК обтекаются

благоприятно только в том случае, когда направление скорости w_1 соответствует направлению лопаток на входе, что характеризуется значением угла атаки — разности лопаточного угла на входе и угла потока:

$$i_1 = \beta_{л1} - \beta_1. \quad (1.49)$$

Угол потока на входе в РК тем больше, чем больше расход, т.к. $\beta_1 = \arctg \frac{c_1}{u_1} = \arctg \frac{\varphi_1}{D_1}$. В пределах характеристики ступени при изменении расхода углы атаки приобретают положительное значение в зоне малых расходов $i > 0$, а при больших расходах они отрицательны $i < 0$.

При анализе обтекания лопаточных решеток с разными углами атаки выясняется, что входные потери связаны с характером обтекания входных кромок лопаток — рис. 1.12. Возникающие пики скорости увеличивают кинетическую энергию и провоцируют отрывы, что и является причиной возникновения ударных потерь. Этот же факт можно проанализировать в рамках упрощенного одномерного анализа.

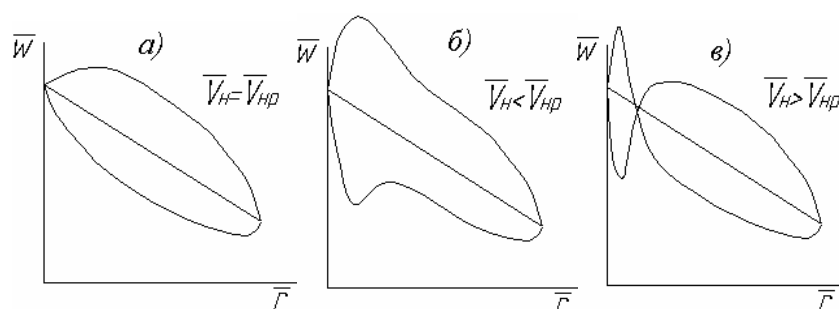


Рис. 1.12. Схематизированные диаграммы скоростей на поверхностях лопаток: *a* — безударное обтекание; *b* — обтекание при положительном угле атаки; *c* — обтекание при отрицательном угле атаки

Поток, входящий в межлопаточные каналы со скоростью w_1 при угле потока $\beta_1 \neq \beta_{л1}$ при встрече с лопатками приобретает их направление — скорость в горле канала w_1'' . Если угол потока меньше угла лопаток, поворот потока создает положительную закрутку, если угол потока больше, при встрече с лопатками поток отклоняется в сторону, противоположную вращению — рис. 1.13.

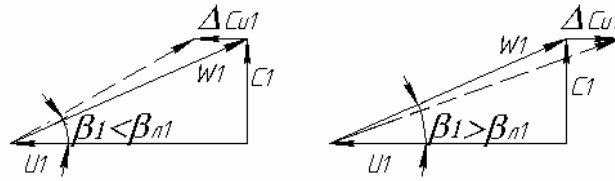


Рис. 1.13. Изменение направления и величины скорости на входе в межлопаточные каналы: слева — при $i > 0$; справа — при $i < 0$

Существует вполне корректная аналогия этому процессу — внезапное расширение потока при его переходе из трубы меньшего диаметра в трубу большего диаметра — рис. 1.14. В этом случае потери внезапного расширения (иногда их называют «потерями на удар, ударными потерями») практически точно определяет формула Борда — Карно, выводимая с помощью теоремы импульсов:

$$h_{wbp} = \frac{(c_1 - c_2)^2}{2} = \frac{\Delta c^2}{2}. \quad (1.50a)$$

По аналогии входные потери в лопаточной решетке:

$$h_{wbx} = \frac{(\bar{w}_1 - \bar{w}_1'')^2}{2} = \frac{\Delta \bar{w}^2}{2}, \quad (1.50б)$$

или

$$\psi_{wbx} = \frac{h_{wbx}}{h_T} = \frac{\Delta \bar{w}^2}{2\psi_T}. \quad (1.50в)$$

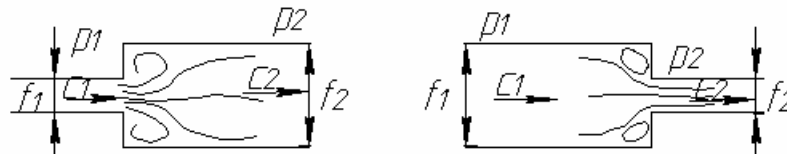


Рис. 1.14. Схема к возникновению и расчету потерь внезапного расширения и сужения

В отличие от вполне точной формулы Борда — Карно формула (1.50в) отражает величину входных потерь лишь приближенно, но вполне соответствует характеру возникновения ударных потерь, а именно:

– при некотором расходе поток входит в межлопаточные каналы без

изменения скорости. В этом случае входные потери отсутствуют, выполняется условие безударного входа. На рис. 1.11 этот режим обозначен символом $i = 0$;

– при уменьшении расхода от безударного ($i \geq 0$), входные потери сначала медленно, а затем все быстрее возрастают;

– при увеличении расхода от безударного ($i \leq 0 = 0$), входные потери ведут себя аналогично.

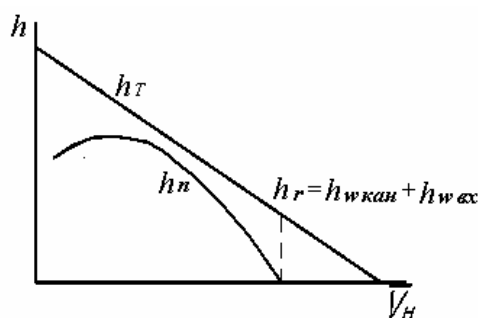


Рис. 1.15. Характеристики теоретического и полезного напоров

На рис. 1.11 приведена соответствующая характеру входных потерь зависимость $\psi_{w_{вх}} = f(\varphi_2)$. Вывод, который сделан для РК, справедлив для всех элементов при расходах больше или меньше расчетного. Характеристика коэффициента политропного напора с учетом канальных и входных потерь приобретает следующий вид (на рис. 1.15 характеристика приведена в размерном виде):

– полезный напор равен нулю в точке, где сумма ударных и канальных потерь равна теоретическому напору. Это режим максимально возможного расхода ступени $\varphi_2 = \varphi_{2\max}$ или $\bar{V}_H = \bar{V}_{H\max}$ (строго говоря, при этом часть работы двигателя расходуется на создание кинетической энергии потока на выходе из ступени $c_{\text{вых}}^2 / 2$);

• Из курса «Теория турбомашин», раздел «Перестройка потока на входе в лопаточную решетку» известно, что в действительности отсутствию входных потерь может соответствовать угол атаки $i \leq 0$ — в зависимости от соотношения факторов нагрузки лопаток и стеснения потока лопатками конечной толщины.

– при уменьшении расхода полезный напор растет, потому что растет подводенная работа, и уменьшаются оба вида потерь. Так продолжается до расчетного режима, где ударные потери равны нулю;

– при дальнейшем уменьшении расхода полезный напор продолжает увеличиваться, несмотря на рост ударных потерь, т.к. увеличивается подводенная работа, и уменьшаются канальные потери. Однако, при более или менее значительном удалении от режима безударного входа ударные потери начинают превалировать. Рост полезного напора замедляется. По достижении точки максимального напора потери увеличиваются быстрее увеличения подводимой работы, и полезная работа начинает уменьшаться.

Характеристика КПД. Характеристика полезного (политропного) напора в безразмерном виде $\psi_p = \frac{h_p}{u_2^2} = f(\varphi_2)$ показана на рис. 1.16.

Гидравлический КПД (щелевые потери не рассматриваются) определяется как $\eta_r = 1 - \frac{\Psi_w}{\Psi_T}$ (динамический напор пренебрежимо мал).

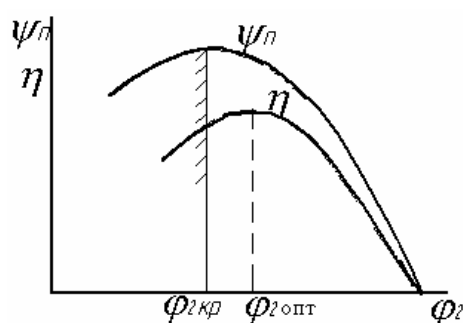


Рис. 1.16. Характеристики коэффициента политропного напора и гидравлического КПД

В точке, где вся подводимая к газу механическая работа $\psi_T = \psi_w$ идет на преодоление сопротивления в самой проточной части (расход достигает максимума $\varphi_2 = \varphi_{2\max}$, КПД равен нулю).

При уменьшении расхода КПД быстро растет из-за уменьшения потерь (ψ_w) и роста подводимой работы (ψ_T). Коэффициент полезного

действия достигает максимума в точке $\frac{\partial \eta_r}{\partial \varphi_2} = 0$. Точку максимума КПД на

характеристике называют оптимальным режимом. В зависимости от соотношения разных видов потерь, оптимальный режим может практически совпадать с режимом безударного обтекания, либо несколько отличаться от него: $\varphi_{2opt} \leq \geq \varphi_{2бу}$.

При уменьшении расхода от оптимального снижение КПД происходит из-за роста ударных потерь при положительных углах атаки.

1.12. ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕТИ. ГРАНИЦА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ (ГРАНИЦА ПОМПАЖА)

Газодинамические характеристики показывают, какие параметры имеет ТК (ступень ТК) при том или ином расходе газа через его проточную часть. Величина расхода зависит от сопротивления сети. **Характеристика сети — зависимость давления в сети от расхода.** Характеристики сети могут иметь разный вид. Наиболее характерна параболическая зависимость потери давления в сети $\Delta p_{\text{сеть}} = f(\bar{m})$ от расхода. В этом случае:

$$\Delta p_{\text{сеть}} = \zeta_{\text{усл}} \rho \frac{c_{\text{усл}}^2}{2} = 0,5 \zeta_{\text{усл}} \frac{\bar{m}^2}{\rho f_{\text{усл}}^2}. \quad (1.51)$$

В формуле (1.51) индексом «усл» обозначено некоторое проходное сечение (например, сечение нагнетательного патрубка ТК), к которому отнесена расходная скорость в сети, и соответствующий коэффициент потерь. На рис. 1.17 характеристика ступени (ТК) совмещена с характеристикой обслуживаемой сети. Характеристики представлены в размерном виде $\Delta p = p_2 - p_1 = f(\bar{m})$.

Совместный режим работы компрессора и сети определяется равенством потери давления в сети и развиваемой компрессором разности давлений. Это условие на рис. 1.17 **соответствует точке пересечения характеристик компрессора и обслуживаемой им сети.** По другому, рабочая точка, т.е. расход, при котором работает ТК (ступень), определяется условием равенства давления в сети давлению на выходе из

компрессора.

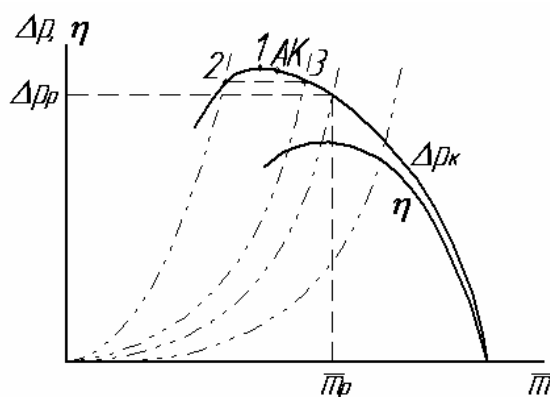


Рис. 1.17. Совмещенная характеристика компрессора и сети

При стабильном состоянии сети коэффициент потерь $\zeta_{\text{усл}}$ и плотность газа мало зависят от расхода, поэтому потеря давления в сети практически пропорциональна квадрату расхода. Однако состояние сетей в процессе работы практически всегда меняется. Например, если ТК обслуживает пневматическую сеть предприятия, то состояние сети зависит от количества параллельно работающих потребителей сжатого воздуха. Это количество меняется в соответствии с ходом технологических процессов. При увеличении числа потребителей сопротивление сети уменьшается, и наоборот.

На рис. 1.17 пунктирными линиями показаны характеристики сети при разных сопротивлениях. Например, если речь идет о газопроводе, то постоянно меняется количество газа, отбираемое разными потребителями. Правильно спроектированный ТК должен развивать заданное давление Δp_p наиболее длительного режима работы \bar{m}_p и иметь на этом режиме наибольший КПД.

При росте отбора газа сопротивление сети уменьшается, производительность ТК растет, но развиваемое давление падает. В случае необходимости для его поддержания увеличивают скорость вращения ротора ТК. Подводимая к газу работа пропорциональна квадрату скорости вращения, давление растет (см. рис. 1.5). Одновременно режим работы приближается к оптимальному. Так как повышение скорости вращения ограничено допустимыми нагрузками в поле центробежных сил,

значительный рост потребления газа удовлетворяется включением параллельно работающих резервных компрессоров.

При уменьшении потребления рост сопротивления сети к смещению рабочей точки влево от расчетной. Уменьшение производительности ТК сопровождается ростом давления и снижением КПД. При уменьшении расхода появляются ударные потери из-за положительных углов атаки в РК и НА (ЛД). Ситуация улучшается уменьшением скорости вращения (см. рис. 1.5), или отключением части параллельно работающих компрессоров.

Многие промышленные ТК имеют электропривод от синхронных двигателей с постоянной скоростью вращения и обслуживают сети в одиночку. При значительном уменьшении расхода по сравнению с расчетным расходом, полезный напор, а значит, и давление, развиваемое ступенью, начинает уменьшаться (см. рис. 1.15, 1.16). Это происходит из-за сильного роста ударных потерь при росте углов атаки. Характеристика ступени (и ТК в целом) становится неустойчивой, так как ступень (компрессор) развивают одинаковое давление при двух значениях расхода.

Неустойчивость характеристики не приводит к серьезным последствиям для ТК, работающих с небольшими окружными скоростями (вентиляторы). Такие ТК могут более или менее безопасно работать в диапазоне расходов от $\varphi_2 = \varphi_{2\max}$ до $\varphi_2 = 0$. У крупных промышленных и транспортных ТК ситуация иная.

Суть возникновения неустойчивости можно объяснить следующим образом. Процесс изменения характеристики сети развивается во времени. То есть, при перемещении режима работы системы «компрессор — сеть» влево в некоторый момент времени компрессор развивает максимальную величину Δp_{\max} , — точка 1 на рис. 1.17. Затем эта величина начинает уменьшаться — точка 2 на рис. 1.17. При $\Delta p < \Delta p_{\max}$ компрессор оказывается в ситуации, когда развиваемое им давление меньше давления в сети, созданного им же в предыдущий момент времени. Понятно, что описанная ситуация возможна, когда сеть имеет значительный объем, в котором создается запас газа с большой энергией давления. Но такая ситуация как раз и характерна для сетей, обслуживаемых ТК.

При давлении в сети больше развиваемого компрессором, неизбежен

прорыв газа через проточную часть с нагнетания на всасывание. При этом давление в сети падает до значения Δp в точке 2. Это же давление развивает компрессор и в точке 2, в которую перемещается режим его работы. Так как сеть остается в состоянии, характерном для точки 2, то увеличенный расход компрессора ведет к росту давления в сети до Δp_{\max} . Затем развиваемое им давление и расход снижаются до параметров в точке 2 и процесс принимает циклический характер. Для крупных ТК такие прорывы могут происходить один раз в несколько секунд. Этот нестационарный периодический процесс обозначают термином **помпаж**.

В соответствии с теоремой Жуковского аэродинамическая сила, действующая на лопатки равна произведению плотности, циркуляции и средневекторной скорости $P_a = \rho \Gamma w_{cp}$, а ее направление перпендикулярно средневекторной скорости. Понятно, что при прорыве газа на всасывание происходит изменение направления скорости потока на противоположное. На противоположное меняется и направление газодинамических сил. У крупных ТК знакопеременные газодинамические нагрузки могут вызвать разрушение элементов проточной части и валопровода «компрессор — мультипликатор — двигатель».

Работа ТК на режиме помпажа недопустима. Крупные ТК снабжаются системами антипомпажного регулирования. Это трубопровод, соединяющий полости нагнетания и всасывания ТК, и управляемый автоматически клапан. При работе в устойчивой части характеристики клапан закрыт. При достижении давления, близкого к максимальному (точка АК на рис. 1.17), клапан приоткрывается, обеспечивая постоянство расхода через компрессор, вне зависимости от увеличивающегося сопротивления сети. Чем больше сопротивление сети, тем больше массовый расход газа через антипомпажный клапан \bar{m}_{AK} . В антипомпажном клапане происходит дросселирование — снижение давления газа от давления нагнетания до давления всасывания. Соответствующий политропный напор переходит в потерянный напор (уравнение Бернулли). Механическая мощность двигателя $N_{AK} = H_i \bar{m}_{AK}$ бесполезно теряется.

Энергетическая эффективность компрессорной установки

становится тем меньше, чем больше доля $\bar{m}_{AK} / \bar{m}_{компр}$. Чтобы «отодвинуть» необходимость включения антипомпажной защиты в область наименьшего возможного расхода, применяют разные способы изменения характеристик ТК, смещающие их влево, в область меньших расходов. Впрочем, возможности изменения характеристик ограничены. Неспособность ТК работать при сколь угодно малой производительности является их органическим недостатком. Граница устойчивой работы — это точка, в которой полезный напор достигает максимума. Расход в этой точке называется критическим. Работать вблизи этого режима нельзя, т.к. вероятность возникновения помпажа грозит аварией.

1.14. ОСОБЫЕ ТОЧКИ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕССОРА

$\varphi_{max}, \Phi_{max}, \bar{m}_{max}$ — максимальный расход ступени (ТК) при котором полезный напор или развиваемое давление равно нулю. В силу отсутствия полезного напора КПД также равен нулю.

$\varphi_{opt}, \Phi_{opt}, \bar{m}_{opt}$ — расход ступени (ТК), соответствующий максимальному КПД.

$\varphi_p, \Phi_p, \bar{m}_p$ — расход по техническому заданию, который должен быть обеспечен ступенью (ТК) при заданном отношении давлений. Обычно расчетный расход совпадает или близок к оптимальному.

$\varphi_{кр}, \Phi_{кр}, \bar{m}_{кр}$ — расход, при котором достигается максимальное отношение давлений. Отношение $\varphi_{кр} / \varphi_p$ называют запасом устойчивости, иногда — «запасом по помпажу». Из схем на рис. 1.11 и 1.15 следует, что при более крутой напорной характеристике отношение $\varphi_{кр} / \varphi_p$ уменьшается, то есть устойчивость работы ступени (компрессора) больше, диапазон возможной работы больше. На диапазон работы центробежных ступеней существенно влияет тип диффузора. При безлопаточных диффузорах диапазон работы шире.

1.15. ВЛИЯНИЕ КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ НА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ

1.15.1. Общие положения

Несмотря на постоянное развитие методов расчета, наиболее достоверный способ определения характеристик ступеней — испытание их моделей на экспериментальных стендах. По практическим соображениям не все условия работы ступени в составе реального компрессора могут быть смоделированы при испытаниях модели. Возникает практически важный вопрос — как в этом случае характеристика ступени в реальных условиях будет отличаться от полученной при испытаниях модели? Есть и другие практические ситуации, когда нужно предвидеть изменение известных характеристик ступени при ее работе в других условиях.

Благодаря теории подобия, многообразие возможных различий между ступенью ТК и ее испытанной моделью сводится к возможному отличию всего трех критериев подобия (если внешний теплообмен пренебрежимо мал).

Безразмерные характеристики ступени зависят от ее формы (символическое обозначение \bar{F}), режима работы по расходу (любой из коэффициентов расхода, например Φ) и трех критериев подобия:

$$\eta, \psi = f(\bar{F}, \Phi, k, M_u, Re_u). \quad (1.52)$$

Здесь присутствуют два критерия сжимаемости:

– показатель изоэнтропы (адиабаты) $k = \frac{c_p}{c_v}$ и условное число Маха

$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_H}}$; иногда вместо M_u удобнее пользоваться условным

скоростным коэффициентом $\lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_H^*}}$;

– критерий динамического подобия — условное число Рейнольдса, характеризующее соотношение между силами инерции и вязкости в потоке

$$Re_u = \frac{u_2 D_2}{\mu_H} \rho_H.$$

Критерии M_u (λ_u) и Re_u приведены выше в форме, соответствующей центробежной ступени.

Из курса теории турбомашин известен характер влияния «физических» критериев Маха и Рейнольдса, например, $M_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{kRT_1}}$ и

$Re_w = \frac{w_{cp} B}{\mu} \rho$ (здесь B — хорда профиля) на характер обтекания

лопаточных аппаратов. Влияние условных критериев M_u и Re_u на характеристики ступени носит аналогичный характер. Понятно, что то или иное значение M_u и Re_u однозначно определяет их «физические» значения в любой из точек проточной части. Эти критерии определяют характер течения.

Например, значения $M_{w1} \leq 1,0$ определяют дозвуковой или сверхзвуковой характер течения, принципиально различающиеся между собой. Равным образом, значения Re_w определяют ламинарный или турбулентный характер течения, а при той или иной шероховатости поверхности — границу зоны автомодельности.

Показатель изоэнтропы k непосредственно на характер течения не влияет, но совместно с числом Маха определяет изменение плотности и отношение давлений.

1.15.2. Влияние показателя изоэнтропы k

Из формулы для расчета подведенной механической работы в зависимости от заданного отношения давлений вытекает влияние показателя изоэнтропы на изменение плотности и отношение давлений в ступени:

$$h_i = \frac{k}{k-1} RT_H \left[\left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right], \quad (1.53)$$

откуда

$$\frac{p_K}{p_H} = \Pi = \left(1 + \frac{k-1}{kRT_H} \psi_i u_2^2 \right)^{\frac{k}{k-1}\eta} \quad (1.54)$$

или

$$\Pi = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{k}{k-1}n}. \quad (1.55)$$

Соответственно, из уравнения состояния:

$$\varepsilon_k = \frac{\rho_k}{\rho_n} = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{1}{n-1}}, \quad (1.56)$$

где показатель политропы $n = \frac{\eta \frac{k}{k-1}}{\eta \frac{k}{k-1} - 1}$ (справедливо в пренебрежении внешним теплообменом).

Проблема учета влияния k возникает, например, при проведении на воздухе приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) изготовленного компрессора в условиях предприятия-изготовителя, хотя компрессор предназначен для работы на другом газе. Условие $k_{\text{мод}} = k_{\text{нат}}$, оно же условие $k = \text{idem}$ не выдерживается, например, при ПСИ компрессоров природного газа, так как у воздуха показатель адиабаты равен 1,4, а у природного газа в зависимости от состава и начальных параметров он обычно ближе к 1,3.

Различие в показателях адиабаты при условии $M_u = \text{idem}$ приведет к различию в отношении давлений и плотностей газа. Различие плотностей повлияет на форму треугольников скоростей в различных контрольных сечениях. В свою очередь, это может повлиять на КПД и коэффициент напора.

Значимость этих обстоятельств для центробежных ступеней возможно установить для каждого конкретного случая, используя соответствующую программу Метода универсального моделирования “ОРТИМ-2” — расчет газодинамических характеристик ступени.

На рис. 1.18 сопоставлены характеристики ступени при типичном для нагнетателей значении $M_u = 0,55$ и при показателе адиабаты 1,15; 1,3; 1,45; 1,6. Эти значения выбраны условно, перекрывая практически возможный диапазон.

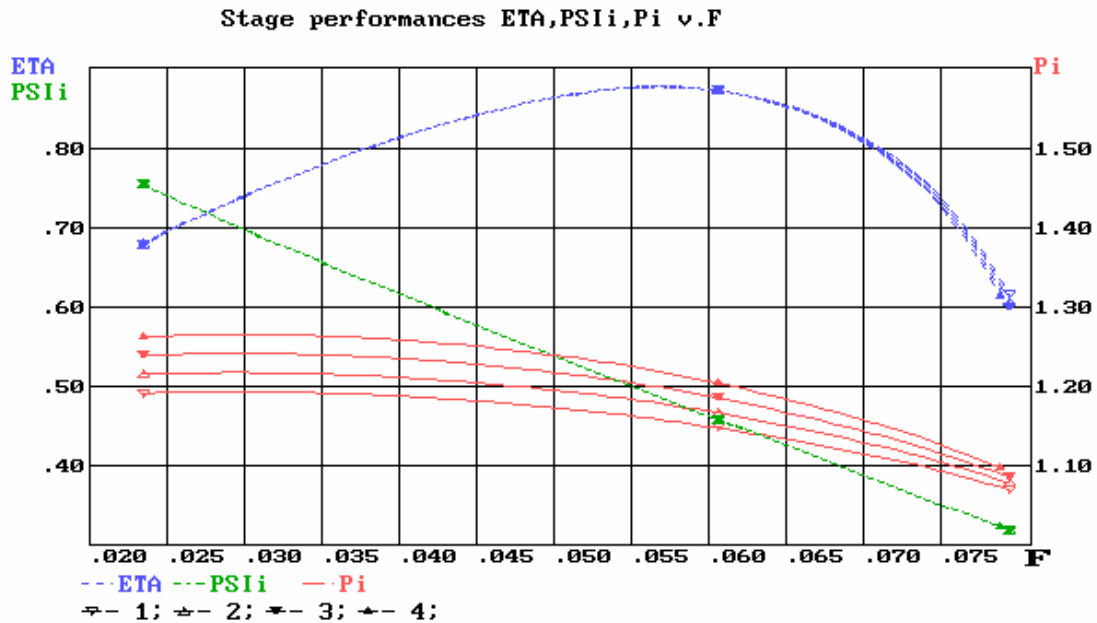


Рис. 1.18. Влияние показателя адиабаты на безразмерные характеристики ступени с БЛД. $M_u = 0,55$, $k = 1,15; 1,3; 1,45; 1,6$. Характеристика с меньшим отношением давлений соответствует $k = 1,15$

Сильное изменение показателя адиабаты практически не повлияло на КПД и коэффициент напора при небольшой величине критерия Маха. Безразмерные характеристики ступени $\eta, \psi = f(\Phi)$ при этом практически не зависят от k , что позволяет рассчитывать отношение давлений натурной ступени по характеристикам ее модели, используя формулу (1.55). В то же время безразмерная величина $\Pi = p_k / p_n$ зависит от показателя изоэнтропы очень заметно.

Так как сжимаемость газа зависит от двух критериев, представляет интерес анализ влияния показателя изоэнтропы при более высоком числе Маха, которое обычно не встречается у нагнетателей, но может быть у компрессоров другого назначения. Расчет при $M_u = 0,85$ показан на рис. 1.19. Увеличение числа Маха не повлияло на полученный результат. КПД и коэффициент напора практически не зависят от показателя изоэнтропы и в этом случае.

Итак, при значениях M_u , характерных для промышленных ТК, влияние показателя изоэнтропы $k = \frac{c_p}{c_v}$ на безразмерные характеристики

$\eta, \psi = f(\varphi)$ сравнительно невелико. В случае необходимости характеристики натурной ступени можно рассчитать по безразмерным характеристикам ее модели, пренебрегая условием $k = \text{idem}$.

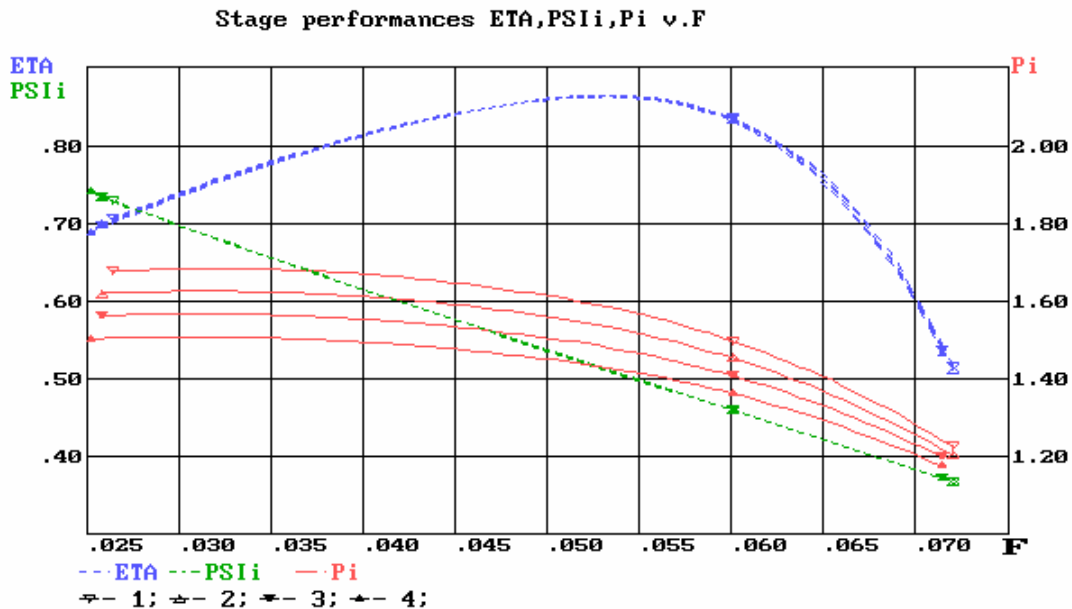


Рис. 1.19. Влияние показателя адиабаты на безразмерные характеристики ступени с БЛД. $M_u = 0,85$, $k = 1,15; 1,2; 1,45; 1,6$. Характеристика с меньшим отношением давлений соответствует $k = 1,15$

Полученный результат нуждается в принципиальной корректировке применительно к многоступенчатым компрессорам. Влияние k , несомненно, проявляется сильнее при большем отношении давлений. Имеет значение и то, что на характеристики может повлиять рассогласование ступеней. Этот вопрос следует рассматривать отдельно.

1.15.2. Влияние критерия M (или λ)

Влияние этого критерия подобия более многопланово, чем показателя изоэнтропы. Уровень чисел Маха на входе в межлопаточные каналы РК $M_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{kRT_1}}$, где скорости потока наиболее велики, для ступеней ТК лежит в широком диапазоне:

– от значений $0,4 \div 0,6$, когда сжимемость потока только начинает проявлять свое влияние;

– до высоких сверхзвуковых скоростей, при которых определяющую роль играют различия в поведении дозвуковых и сверхзвуковых потоков (известно из курса „Теория турбомашин“).

Влияя на отношение давлений и плотностей по уравнениям (1.55, 1.56), число Маха определяет диффузорность межлопаточных каналов с заданным отношением площадей $f = \frac{f_1}{f_2}$. Из уравнения неразрывности следует, что среднее замедление тем сильнее, чем больше возрастает плотность в межлопаточном канале ($\varepsilon = \frac{\rho_2}{\rho_1}$ — коэффициент сжатия газа):

$$\dot{w} \doteq \frac{w_2}{w_1} = \frac{f_1 / f_2}{\rho_2 / \rho_1} = \frac{f}{\varepsilon}. \quad (1.57)$$

Для соответствующего расчета удобно воспользоваться скоростным коэффициентом:

$$\lambda = \frac{w}{a_{cr}} = \frac{w}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}}, \quad (1.58)$$

где a_{cr} — скорость звука в том сечении, где движущийся с ускорением газ достигает скорости звука.

«Критическая» скорость звука — постоянная величина, в отличие от местной скорости звука, которая уменьшается по мере ускорения потока (и наоборот). Критерии M и λ в одинаковой степени отражают роль сжимаемости потока и связаны между собой соотношением:

$$M = \lambda \frac{\sqrt{\frac{2}{k+1}}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}}. \quad (1.59)$$

При дозвуковых скоростях $\lambda > M$, так как $a_{cr} < a$. При истечении газа в вакуум вся потенциальная энергия газа переходит в кинетическую. Сверхзвуковая скорость газа достигает максимума, а температура стремится к абсолютному нулю. Соответствующее число $M = \infty$.

Оценивая эту же ситуацию через скоростной коэффициент, мы отнесем предельную скорость истечения в вакуум к скорости звука в критическом сечении, т.е. к постоянной величине. Понятно, что при сверхзвуковом течении $\lambda < M$. Предельное значение скоростного коэффициента при истечении в вакуум:

$$\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}. \quad (1.60)$$

Например, для воздуха $\lambda_{\max} = 2,449$.

Возвращаясь к определению диффузорности течения с помощью скоростного коэффициента определим отношение плотностей:

$$\varepsilon = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{T^* - \frac{w_2^2}{2c_p}}{T^* - \frac{w_1^2}{2c_p}}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \dot{w}^2 \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}\right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (1.61a)$$

$$\dot{w} \doteq \frac{w_2}{w_1} = \frac{\dot{f}}{\left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \dot{w}^2 \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}\right)^{\frac{1}{n-1}}}. \quad (1.61b)$$

Уравнение (1.61б) не решается впрямую, однако очевидно, что при $\dot{w} < 1,0$ замедление потока тем сильнее, чем больше скоростной коэффициент λ_1 на входе в канал.

Иллюстрируют влияние критерия сжимаемости на течение в межлопаточных каналах расчеты невязкого потока в РК центробежной ступени (программа 2ДМ.022 кафедры КВХТ). Расчеты проведены в рабочем колесе, схема проточной части которого показана на рис. 1.20.

Наибольшие скорости и их замедления происходят на периферийной поверхности тока (“shroud” — на рис. 1.21, 1.22). Изменение меридиональных проекций скоростей и поверхностных скоростей на задней стороне лопаток в пределах межлопаточных каналов отображено в Таблице 1.1.

Таблица 1.1

M_u	$c_{m \max} / u_2$	$c_{m \min} / u_2$	$\dot{c}_m =$ $c_{m \min} / c_{m \max}$	$w_{s \max} / u_2$	$w_{s \min} / u_2$	$\dot{w}_s =$ $w_{s \min} / w_{s \max}$	$F_D =$ $1 - \dot{w}_s$
0,55	0,415	0,210	0,747	0,750	0,417	0,556	0,444
0,95	0,425	0,245	0,576	0,775	0,242	0,441	0,559

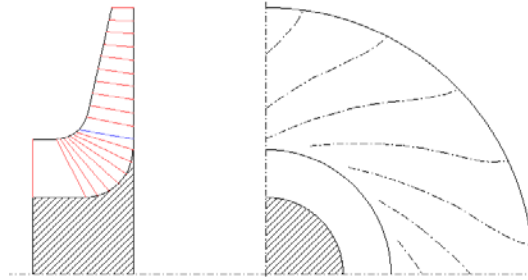


Рис. 1.20. Схема проточной части РК центробежной ступени, течение в котором рассчитано при $M_u = 0,55$ и $0,95$

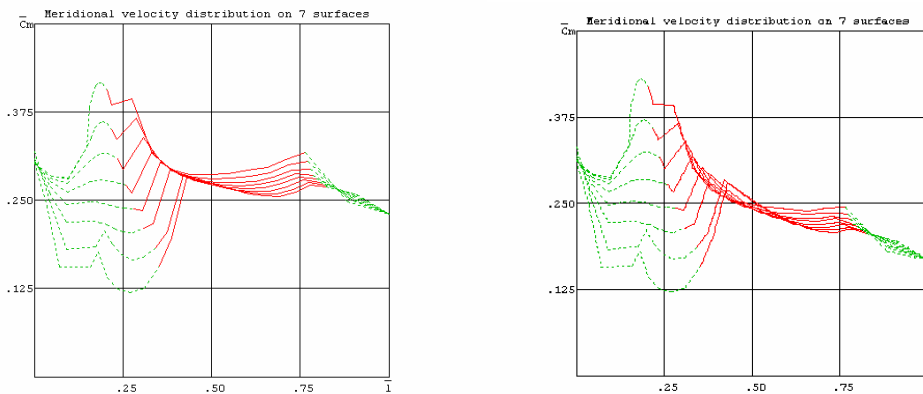


Рис. 1.21. Меридиональные проекции скорости в РК на семи осесимметричных поверхностях тока по высоте канала: слева — $M_u = 0,55$; справа — $M_u = 0,95$

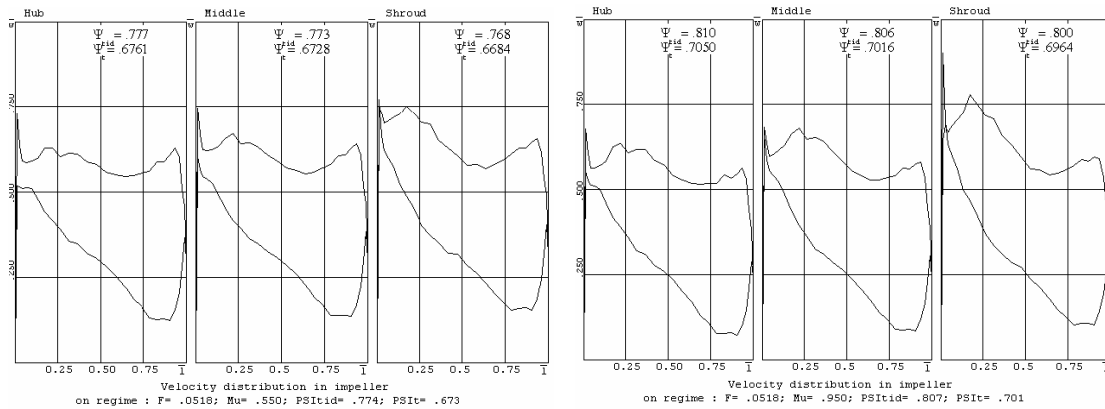


Рис. 1.22. Поверхностные скорости в РК на трех осесимметричных поверхностях тока по высоте канала: слева — $M_u = 0,55$; справа — $M_u = 0,95$

В теории ТК используют понятие «фактор диффузорности» $F_D = 1 - \dot{w}$, использованный С. Либляйном применительно к анализу отношения скоростей \dot{w}_s вдоль задней поверхности лопаток ОК. По его данным для расчетного режима это значение не должно превосходить 0,45. В противном случае неизбежен рост профильных потерь в связи с излишним замедлением. В математических моделях кафедры КВХТ фактор диффузорности так же используется для расчета характеристик центробежных ступеней. Очевидно, что из-за роста фактора диффузорности КПД рассмотренной выше ступени должен снижаться в ростом M_u .

На нерасчетных режимах с $\bar{m} > \bar{m}_p$ все скорости возрастают, и числа на входе в рабочее колесо M_{w1} и в диффузор M_{c2} больше, чем на расчетном режиме. Соответственно, отрицательное влияние сжимаемости всегда сильнее проявляется в правой части характеристики. Поэтому условное число Маха M_u оказывает сильное влияние на характеристику КПД даже при относительно невысоких окружных скоростях, например, у нагнетателей ГПА.

Приведенные на рис. 1.23 расчетные характеристики показывают, что уже при M_u больше 0,5 чуть заметно снижение максимального КПД. Сильное снижение КПД при расходах больше расчетного сопровождается сужением зоны работы ступени в ее правой части.

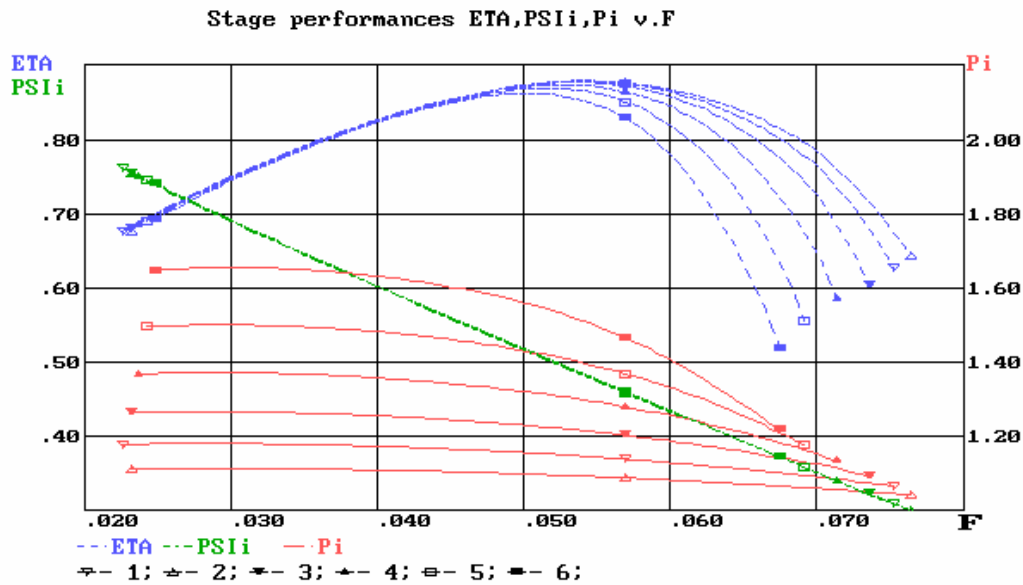


Рис. 1.23. Влияние условного числа Маха на безразмерные характеристики ступени с БЛД. $k = 1,31$, $M_u = 0,4 \div 0,9$. Более узкие характеристики с меньшим максимальным КПД, но большим отношением давлений, соответствуют большим значениям M_u

Повышение M_{w1} или λ_{w1} ведет к росту ударных потерь при положительных углах атаки, несмотря на то, что при $\bar{m} < \bar{m}_p$ средние скорости меньше, чем на расчетном режиме. Это связано с резким ростом местных скоростей на входных кромках лопаток при их «ударном» обтекании — рис. 1.24.

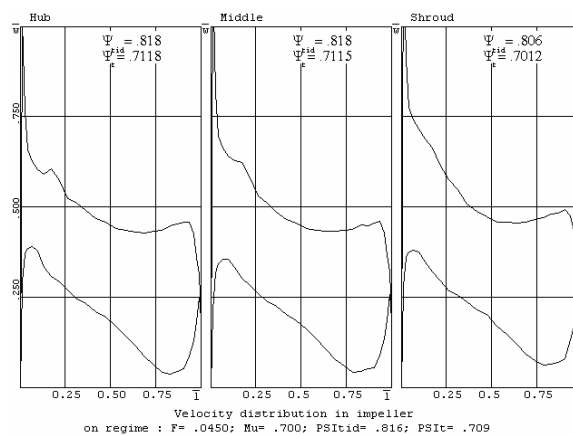


Рис. 1.24. Типичное обтекание лопаток центробежного РК с большим коэффициентом напора при расходе, меньше оптимального, $\bar{m} = 0,75\bar{m}_p$

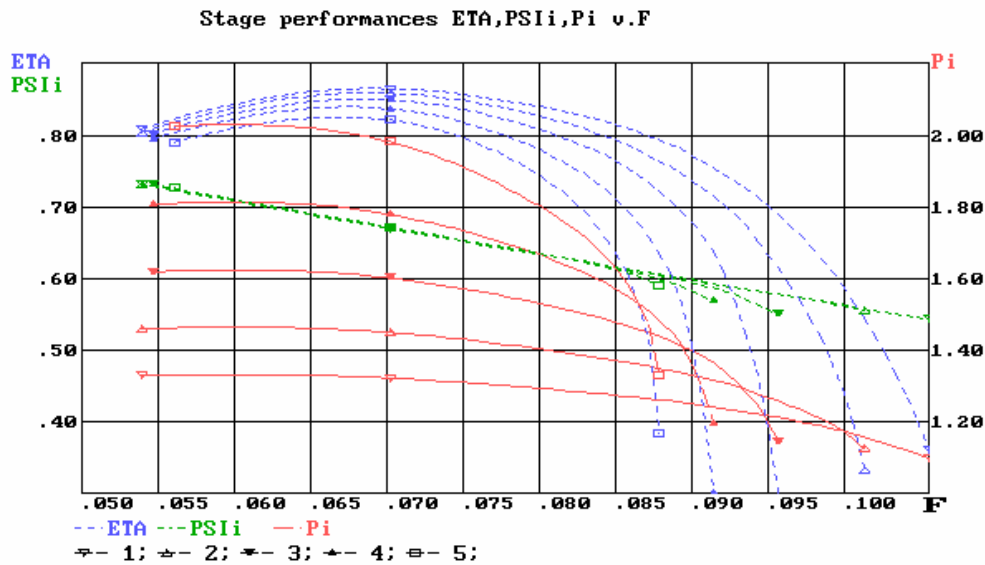


Рис. 1.25. Характеристики ступени ЦК в составе РК + ЛД + ОНА при $M_u = 0,6 \div 1,0$

Снижение КПД и сужение зоны работы ступени при $\bar{m} < \bar{m}_p$, равно как и при $\bar{m} > \bar{m}_p$ характерно для ступеней с лопаточными диффузорами — рис. 1.25 — расчет по программе “ОРТИМ” Метода универсального моделирования. Здесь сопоставлены характеристики ступени РК + ЛД + ОНА. Из-за более сильного замедления потока при больших M_u происходит снижение КПД на режиме безударного обтекания, а из-за пиков скоростей на входных кромках лопаток — сужение зоны работы влево и вправо от расчетного режима. В общем случае, характеристики ступеней ЦК и ОК претерпевают изменения, показанные на рис. 1.26.

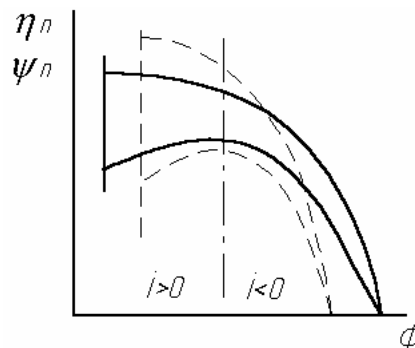


Рис. 1.26. Типичное влияние сжимаемости (критерий M_u , или λ_u) на характеристики ступени ТК

1.15.4. Сверхзвуковые скорости в дозвуковых ступенях

Ступени промышленных ТК предназначены для работы со скоростями потока меньшими, чем скорость звука. Однако при высоких числах $M_u(\lambda_u)$ поток на задних поверхностях лопаток может разгоняться до сверхзвуковых скоростей. Местная скорость на профиле всегда больше, чем скорость набегающего потока из-за возмущения, создаваемого конечной толщиной лопатки и изогнутости профиля. Например, если на приведенной выше диаграмме скоростей (рис. 1.22) безразмерная скорость потока перед лопаткой у покрывающего диска $\bar{w}_1 = \frac{w_1}{u_2}$ равна 0,667, то местная скорость в начале задней поверхности $\bar{w}_{3, \max}$ равна 0,774, т.е. на 16% больше. Таким образом, при дозвуковой скорости на входе лопаточных решеток местные скорости могут быть сверхзвуковыми, особенно при ударном обтекании лопаток — рис. 1.24.

Сверхзвуковые потоки неустойчивы. Обычно при движении в область повышенного давления такой поток не снижает скорость постепенно, переходя от сверхзвукового режима к дозвуковому, а образует так называемый скачок уплотнения. Сверхзвуковая скорость внезапно становится дозвуковой. При этом давление, температура и плотность газа возрастают. Характерным для скачка уплотнения является то, что плотность тока (массовый расход газа через единицу поперечного сечения) не меняется — $\rho w = \text{const}$. На рис. 1.27 показано изменение плотности тока в зависимости от числа M .

Здесь $\Theta = \frac{\rho w}{(\rho w)_{crit}}$ — отношение текущей плотности тока к плотности

тока в критическом сечении $M=1$. На этом же графике показано отношение поперечного сечения потока к сечению при $M=1$ в соответствии с известным уравнением Гюгонио $\frac{dw}{w} = -\frac{df}{f}(1-M^2)$.

Скоростные коэффициенты перед и после скачка связаны соотношением («закон прямого скачка уплотнения» — скачок перпендикулярен направлению потока):

$$\lambda_1 \lambda_2 = 1. \quad (1.62)$$

Так как принцип действия ТК основан на повышении давления за счет снижения скорости потока (предварительно разогнанного лопатками РК) эффект повышения давления в скачке уплотнения мог бы считаться вполне приемлемым, если бы не сопутствующие негативные эффекты.

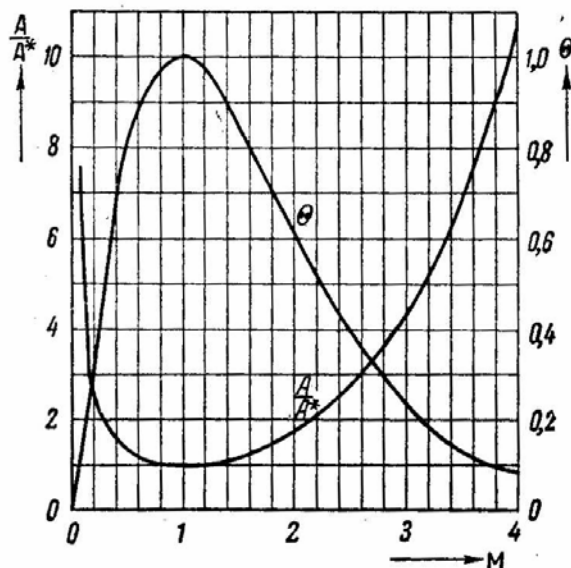


Рис. 1.27. Изменение плотности тока и проходного сечения потока в зависимости от M

Волновые потери. Процесс торможения газа в скачке уплотнения сопровождается потерями напора — часть кинетической энергии газа перед скачком уплотнения не идет на повышение давления, а преобразуется в тепло. В отличие от других видов потерь напора волновые потери определяются алгебраическими уравнениями, связывающими параметры потока перед и после скачка и могут быть вполне корректно рассчитаны. Как известно, механическая энергия газа есть сумма потенциальной энергии давления и его кинетической энергии, и характеризуется его полным («заторможенным») давлением. Отношение полных давлений газа после и перед скачком зависит от чисел M_1 или λ_1 . В данном случае формула в зависимости от λ_1 выглядит проще:

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = \lambda_1^2 \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\lambda_1^2}} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (1.63)$$

На рис. 1.28 показано как меняется отношение полных и статических давлений в зависимости от M_1 для воздуха ($k = 1,4$):

Оценку эффективности скачка уплотнений в качестве диффузора можно произвести с помощью политропного КПД:

$$\eta = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\frac{k}{k-1} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}. \quad (1.64)$$

Отношение давлений в скачке уплотнения

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{2k}{k-1} \frac{\lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}. \quad (1.65)$$

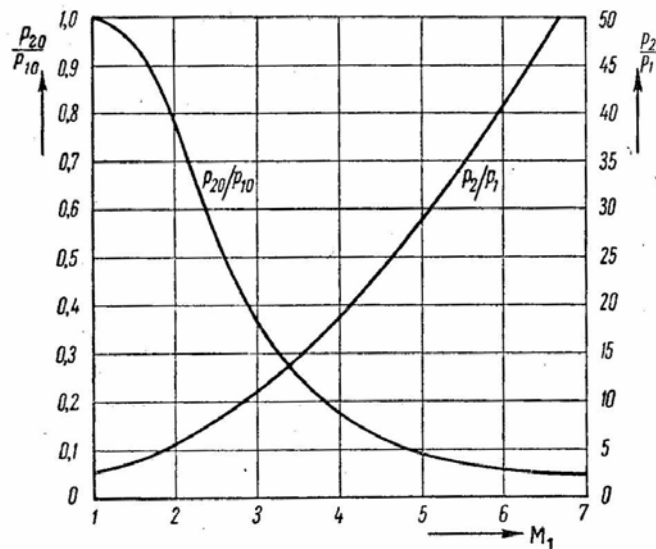


Рис. 1.28. Изменение полных и статических давлений в скачке уплотнения в зависимости от M_1 (воздух)

Отношение температур в соответствии с приведенным выше уравнением (1.61a) и с учетом того, что в скачке уплотнения отношение

скоростей $\dot{w} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \frac{1}{\lambda_1^2}$ при $\lambda_1 \lambda_2 = 1$:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\lambda_1^2}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}. \quad (1.66)$$

На рис. 1.29 приведен КПД преобразования кинетической энергии в политропный напор в прямом скачке уплотнения в зависимости от λ_1 . Как следует из приведенных данных, при небольших числах $M_1 < 1,4-1,5$, характерных даже для специальных сверхзвуковых ступеней ТК, потери полного давления невелики. КПД скачка уплотнения до $\lambda_1 = 1,4$ очень высок. Хотя диффузорность скачка при этом $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{1}{\lambda_1} = 0,714$ небольшая, повышение давления в скачке велико из-за высокого уровня скоростей: $\Pi = \frac{p_2}{p_1} = 2,66$. По сравнению с эффективностью диффузоров ступеней ТК, КПД скачка достаточно высок вплоть до $\lambda_1 = 1,6$.

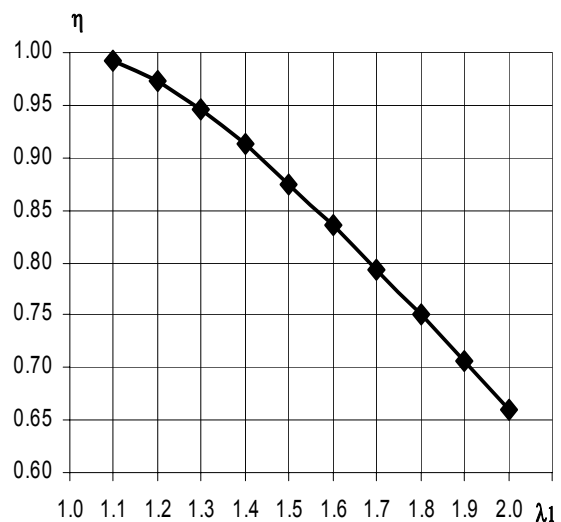


Рис. 1.29. КПД преобразования кинетической энергии в политропный напор в прямом скачке уплотнения

Таким образом, скачок уплотнения мог бы рассматриваться как эффективный диффузор. Однако есть обстоятельство, которое

препятствует получению высокого КПД при образовании скачка уплотнения на поверхности лопаток.

Взаимодействие скачка уплотнения с пограничным слоем. Опыты показывают, что при образовании скачка уплотнения в межлопаточном канале, непосредственно после скачка возникает отрыв пограничного слоя. Обычно причину этого объясняют следующим образом. При приближении к поверхности профиля скорость потока перед скачком уменьшается из-за наличия пограничного слоя. В ядре потока по закону прямого скачка скорость за скачком становится дозвуковой — $\lambda_2 = 1/\lambda_1$. При достижении расстояния от профиля где $\lambda_1 = 1$, скачок уплотнения исчезает, и скорость остается равной скорости звука. Профили скорости перед и после скачка уплотнения показаны на рис. 1.30. После скачка уплотнения скорость вблизи поверхности больше скорости в ядре потока. Неизбежно ее быстрое уменьшение и возрастание толщины пограничного слоя, приводящее к отрыву потока и росту потерь.

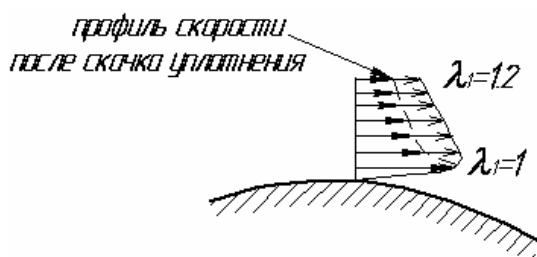


Рис.1.30. Профили скорости перед и после скачка уплотнения

Из-за загромождения проходного сечения лопатками конечной толщины входной участок межлопаточных каналов всегда конфузурный. Когда скорость потока на входе в решетку приближается к скорости звука, то поток в конфузурной входной части разгоняется до звуковой скорости, затем — до сверхзвуковой. После этого образуется скачок уплотнения, перекрывающий все проходное сечение. Межлопаточные каналы «заперты», массовый расход через ступень перестает зависеть от противодавления. Характеристики напора и КПД $\psi_p, \eta = f(\varphi)$ превращаются в вертикальные линии. Для промышленных ТК это неприемлемо. Что касается сверхзвуковых ступеней

форсированных газотурбинных двигателей, то при проектировании их проточных частей используются особые приемы, рассматриваемые ниже.

1.15.5. Выводы по влиянию чисел M или λ

Условные числа M_u или λ_u определяют значение «физических» критериев M_w , M_c или λ_w , λ_c . Эти критерии оказывают сильное влияние на характеристики КПД и напора даже при относительно невысоких окружных скоростях, (например, у нагнетателей ГПА). При приближении окружных скоростей к значениям, при которых местные скорости потока приближаются или превышают скорость звука, влияние сжимаемости очень велико.

В связи с этим при модельных испытаниях ступеней условие равенства критериев сжимаемости с натурной ступенью $M_u (\lambda_u) = \text{idem}$ следует считать наиболее важным.

При невозможности выполнить это условие, применительно к ступенями промышленных ЦК возможно применить пересчет характеристик по программам Метода универсального моделирования. Полученный результат покажет верную тенденцию изменения характеристик, но точность, приемлемая для использования в практике проектирования, не всегда может быть гарантирована.

1.15.6. Влияние критерия Re

Критерий динамического подобия Re характеризует соотношение между силами инерции и вязкости в потоке.

В случае анализа развитого течения (невязкое ядро потока отсутствует) отношение сил инерции к силам вязкости равно $Re = \frac{cd_\Gamma}{\mu} \rho$, где

c — среднерасходная скорость в канале, d_Γ — его гидравлический диаметр. Примером является течение в длинной трубе.

Для ступеней ТК характерно течение с возможностью выделить невязкое ядро потока и пограничный слой. В этом случае уместна аналогия с обтеканием пластинки, где критерий Рейнольдса вводится в виде

$Re_w = \frac{w_\infty B}{\mu} \rho$. Здесь w_∞ — скорость невозмущенного потока («скорость на

бесконечности»), B — длина пластинки. Для лопаточных аппаратов и каналов ступеней ТК характерное «физическое» число Рейнольдса следует использовать в виде:

$$\text{Re}_w = \frac{wl}{\mu} \rho, \quad (1.67)$$

где w — средняя по длине рассматриваемой поверхности скорость на границе пограничного слоя; l — длина канала (принимается равной хорде лопаток B при анализе осевых лопаточных решеток).

Так как линейные размеры конкретной ступени однозначно связаны с характерным размером — диаметром РК, а скорости w — с характерной окружной скоростью u , для анализа влияния критерия Рейнольдса на характеристики ступеней используют условное число Рейнольдса (подобно условному критерию сжимаемости M_u или λ_u). Для ступени ОК

$$\text{Re}_u = \frac{u_n D_n}{\mu_{\text{нач}}} \rho_{\text{нач}}, \quad (1.68a)$$

для ступени ЦК

$$\text{Re}_u = \frac{u_2 D_2}{\mu_{\text{нач}}} \rho_{\text{нач}}. \quad (1.68b)$$

При анализе роли Re следует иметь в виду различие между внешней и внутренней задачами гидрогазодинамики, используя формулы критерия Re , соответствующие решаемой задаче:

Внешняя задача. При полете самолета его крылья обтекаются воздухом невозмущенной атмосферы. При этом в начале профиля возникает ламинарный пограничный слой. На некотором удалении от входной кромки пограничный слой становится турбулентным. Положение точки перехода зависит от формы профиля и угла атаки. Практически пограничный слой остается ламинарным в пределах конфузорного участка обтекания профиля. Положение точки перехода существенно влияет на сопротивление и подъемную силу профиля.

Внутренняя задача. При движении газа в проточной части ступеней ТК всегда присутствует начальная турбулентность, возникающая при обтекании стенок подводящих трубопроводов, входных патрубков, лопаточных аппаратов предшествующих ступеней. В этом случае

пограничный слой на профилях сразу же становится турбулентным, что делает задачу расчета более однозначной. Трение на поверхности определяется значениями числа Рейнольдса Re_w и величиной относительной шероховатости $\bar{k}_{ш} = k_{ш} / l$

Коэффициент силы трения пластинки с полностью турбулентным пограничным слоем по ее длине и с ламинарным подслоем, закрывающим неровности поверхности («гидравлически гладкая» поверхность) достаточно корректно определяется формулой [12]:

$$c_{wтр} = \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}} \quad (1.69)$$

Для определения потерь трения шероховатых пластинок Л. Прандтлем и Х. Шлихтингом разработана номограмма, представленная на рис. 1.31.

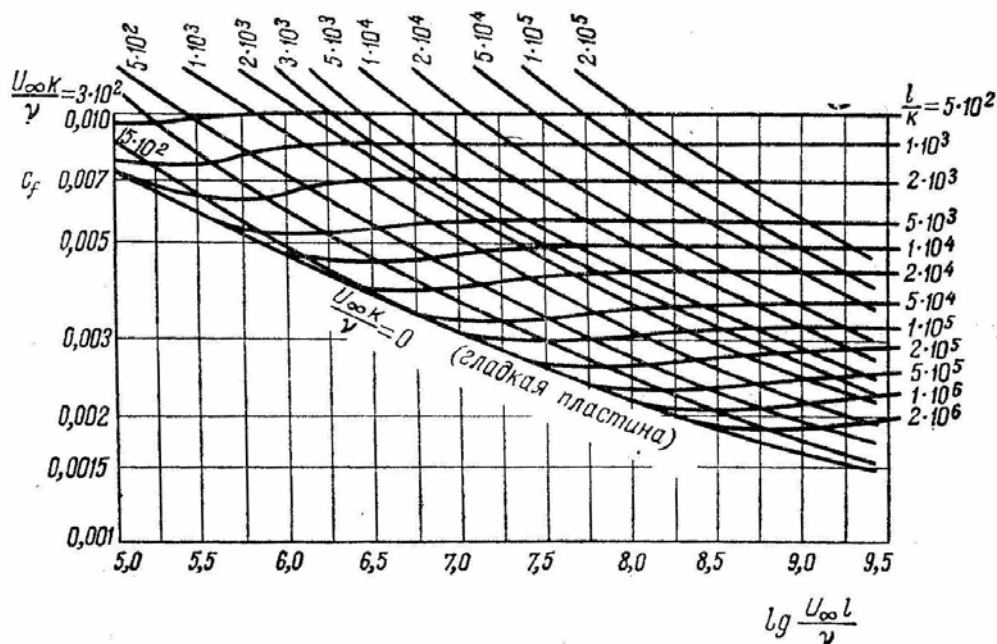


Рис. 1.31. Номограмма для определения коэффициента силы сопротивления трения гидравлически гладкой и шероховатой пластинок

Считается, что эта номограмма дает хорошие, но только оценочные результаты. Номограмма относится к поверхностям с шероховатостью, равномерно распределенной по поверхности. В качестве примера

использования диаграммы рассмотрим следующий случай.

Пример. Лопатка ступени ОК с хордой 0,06 м обтекается потоком воздуха при атмосферных условиях со средней скоростью 200 м/с. Плотность воздуха примерно $1,2 \text{ кг/м}^3$, динамическая вязкость $17 \cdot 10^{-6} \text{ н} \cdot \text{с/м}^2$. Соответствующее число $Re_w \approx 850000$, $\lg Re_w \approx 6,0$. По номограмме на рис. 1.31 гидравлически гладкой поверхности при этом значении критерия Рейнольдса соответствует величина $B/k_{ш} = 1 \cdot 10^4$. То есть, для обеспечения минимально возможной потери трения шероховатость поверхности должна быть не менее 6 микрон (0,006 мм — вполне достижимое качество обработки).

В отличие от пластинки, движение газа в ступенях ТК в основном замедленное. При анализе роли критерия Рейнольдса следует учитывать его влияние на потери отрыва. Известно, что отрыву препятствует сила трения, увлекающая медленно движущиеся частицы пограничного слоя вблизи поверхности более быстрыми частицами — рис. 1.32.

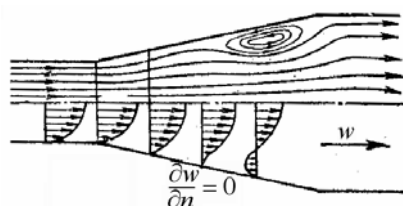


Рис. 1.32. Профили скорости в начале, и по мере продвижения вглубь диффузора

Касательное напряжение $\tau = \mu' \frac{\partial w}{\partial n}$ в начале диффузорной поверхности велико. Но по мере движения профиль скорости в пограничном слое деформируется, касательное напряжение уменьшается. При $\frac{\partial w}{\partial n} = 0$ касательное напряжение исчезает, т.е., нет больше силы, препятствующей обратному движению газовых частиц у поверхности профиля (канала).

Профиль скорости в турбулентном пограничном слое более заполненный, чем в ламинарном пограничном слое. Кроме того,

динамическая вязкость с учетом турбулентного перемешивания больше, чем динамическая вязкость газа при ламинарном течении $\mu' > \mu$. Малые касательные напряжения в диффузорном ламинарном потоке приводят к более быстрому отрыву с большими вихревыми потерями рис. 1.33.

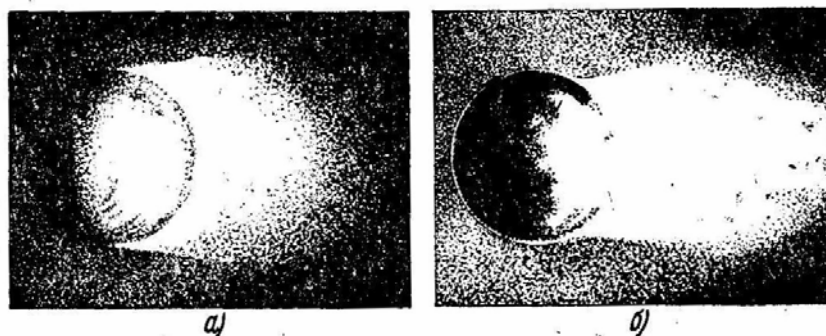


Рис. 1.33. Визуализация зоны отрыва потока при обтекании шара: *а* — ламинарный поток; *б* — турбулентный поток

На рис. 1.34 представлены данные Д. Стюарта по влиянию критерия Рейнольдса на коэффициент силы профильного сопротивления и номинальный угол поворота компрессорной решетки. Видно, что при $Re_w > 2,5 \cdot 10^5$ имеет место автомодельность по критерию Рейнольдса, т.е. он не оказывает влияния на параметры решетки. Очевидно, что шероховатость поверхности испытанной решетки такова, что ее нельзя рассматривать в качестве гидравлически гладкой (см. номограмму на рис. 1.31). Очевидно так же, что при больших значениях Re_w этот критерий не влияет на потери отрыва.

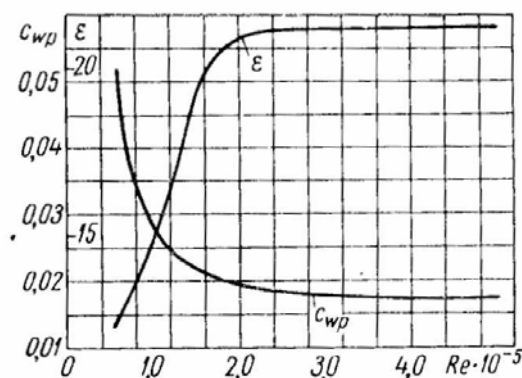


Рис. 1.34. Влияние числа Рейнольдса на характеристики

диффузорной решетки по данным Д. Стюарта: $B/t = 1,0$; $\beta_B = 56^\circ$;

$$\bar{f} = 0,088; d_{\max}/B = 0,1; \bar{B}_f = 0,5; \bar{B}_s = 0,3$$

Другая ситуация имеет место при $Re_w < Re_{w\text{крит}} = 2,5 \cdot 10^5$, когда пограничный слой становится ламинарным. На выпуклой поверхности профилей возникает отрыв, становящийся все более интенсивным по мере уменьшения числа Рейнольдса (рис. 1.35). Появление отрыва потока ведет к росту потерь и к уменьшению отклоняющей способности решетки, так как возникшая вихревая зона оттесняет поток в сторону его инерциального направления.

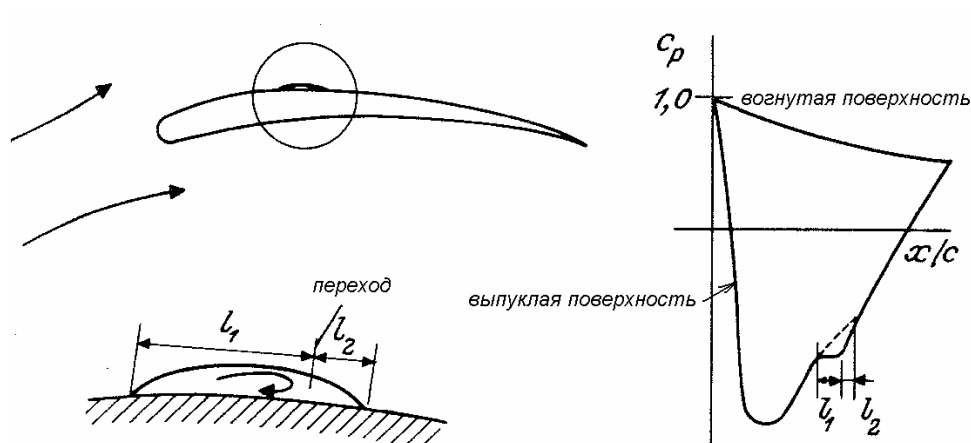


Рис. 1.35. Схематическое представление пузыря отрыва и соответствующие распределения давлений по профилю (штриховая линия относится к распределению давлений при отсутствии отрыва) [11]

2. СТУПЕНЬ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

2.1. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ПО СРЕДНЕМУ РАДИУСУ

2.1.1. Классификация осевых ступеней по степени реактивности

Гомогенная ступень. Ступень осевого компрессора состоит из лопаточного аппарата рабочего колеса и неподвижного направляющего аппарата. В начале проектирования анализируется упрощенная схема — так называемая гомогенная ступень — рис. 2.1.

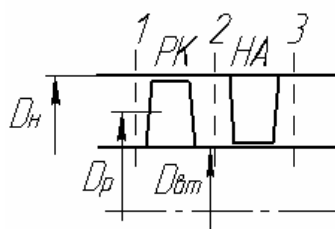


Рис. 2.1. Схема гомогенной ступени ОК

Предполагается, что газ движется в такой ступени по цилиндрическим поверхностям с постоянной расходной скоростью:

$$D_n = \text{const}, \quad D_{вт} = \text{const}, \quad c_{z1} = c_{z2} = c_{z3} = \text{const}. \quad (2.1)$$

В реальной ступени это соответствует отсутствию сжимаемости $p = \text{const}$, т.е. работе ступени при очень малых числах Маха.

Средний расчетный радиус. По высоте лопаток меняется окружная скорость $u = \omega r$, в результате чего меняются все параметры потока — величина и направление скоростей, давление и температура. В связи с этим задача проектирования решается в два этапа:

– сначала в пределах r_n и $r_{вт}$ выбирается некоторый промежуточный радиус, на котором рассчитываются треугольники скоростей, и проектируется лопаточная решетка, определяющая напор и расход ступени;

– затем на выбранном количестве цилиндрических поверхностей от r_n до $r_{вт}$ рассчитываются треугольники скоростей и соответствующие лопаточные решетки, удовлетворяющие требованиям построения

пространственного потока (рассматриваются ниже).

Параметры, при которых производится определение размеров и формы проточной части называются расчетными и выделяются с помощью подстрочного индекса «р». Выбор расчетного радиуса r_p носит отчасти произвольный характер. Следует иметь в виду, что по сравнению со средним радиусом, на периферии лопаток (радиус r_h) могут быть трудности с высокими числами M_w , M_c . Для корневых сечений ($r_{вт}$) более характерны проблемы с необходимостью излишнего поворота потока. Большой расчетный радиус облегчает профилирование на периферии, меньший — у втулки.

Обычно рекомендуют применять один из двух видов расчетного радиуса:

$$\begin{aligned} & \text{– среднеарифметический радиус } \bar{r}_p = \frac{r_p}{r_h} = \frac{r_h + r_{вт}}{2r_h} = \frac{1 + v}{2}; \\ & \text{– среднеквадратичный радиус } \bar{r}_p = \frac{r_p}{r_h} = \sqrt{\frac{r_h^2 + r_{вт}^2}{2r_h^2}} = \sqrt{\frac{1 + v^2}{2}}. \end{aligned}$$

Среднеарифметический радиус делит высоту лопатки пополам, а среднеквадратичный делит пополам проходное сечение f_1 . Понятно, что среднеквадратичный радиус ближе к периферии.

У гомогенной ступени газодинамические параметры и форма треугольников скоростей определяются степенью реактивности (соотношением между политропным напором РК и ступени в целом).

$$\Omega = \frac{h_{прк}}{h_T} = \frac{h_T - h_{дрк}}{h_T} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\psi_T u^2} = 1 - \frac{c_{u2}^2 + c_z^2 - c_{u1}^2 - c_z^2}{2\psi_T u^2}, \quad (2.2a)$$

при условии $c_{z1} = c_{z2}$:

$$\Omega = 1 - \frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2}{2(c_{u2} - c_{u1})u} = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u}. \quad (2.2б)$$

Степень со степенью реактивности $\Omega = 1,0$. В этом случае вся подводимая в РК механическая работа преобразуется в давление. Из уравнения (2.2б) очевидно, что такая реактивность возможна при $c_{u2} = -c_{u1}$. То есть, реализация этого условия возможна при отрицательной закрутке на входе в ступень. Так как коэффициент теоретического

напора $\psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = \bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1}$, то $\bar{c}_{u2} = 0,5\psi_T$ и $\bar{c}_{u1} = -0,5\psi_T$. Соответствующие треугольники скоростей выглядят, как показано на рис. 2.2, а. Лопаточный аппарат, необходимый для реализации потока с таким треугольником скоростей изображен на рис. 2.2, б.

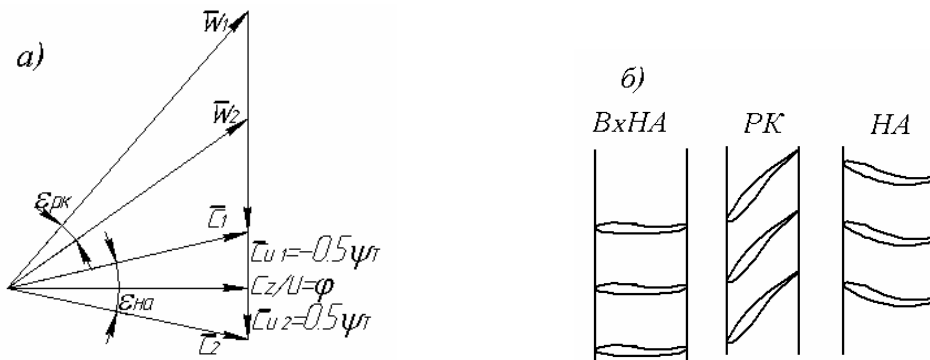


Рис. 2.2. Ступень со степенью реактивности $\Omega = 1,0$: а — треугольники скоростей; б — лопаточные решетки

У первой ступени с $\Omega = 1,0$ отрицательная закрутка создается специально установленным входным направляющим аппаратом. У последующих ступеней отрицательную закрутку создает направляющий аппарат предыдущей ступени. На рис. 2.3 показаны лопаточные аппараты ОК со ступенями $\Omega = 1,0$. Группе ступеней предшествует входной направляющий аппарат. Направляющий аппарат последней ступени поворачивает поток на $0,5\epsilon_{НА}$, обеспечивая условие $c_{u3} = 0$, $c_3 = c_{z3}$. Этот направляющий аппарат является одновременно спрямляющим аппаратом. Такое устройство необходимо, так как поток должен иметь минимальную скорость на входе в выходной диффузор или другое выходное устройство ОК.

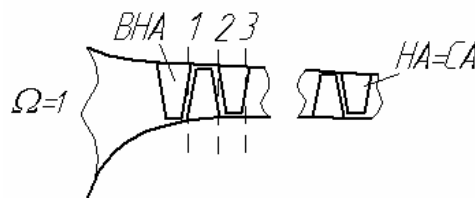


Рис. 2.3. Схема лопаточных аппаратов ОК со ступенями $\Omega = 1,0$

Итак, назначение НА у ступени с $\Omega = 1,0$ состоит не в том, чтобы преобразовать кинетическую энергию в давление (избыточную кинетическую энергию колесо не создает, так как $c_2 = c_1 = c_3$), а в том, чтобы подготовить поток ко входу в РК следующей ступени.

Треугольники скоростей ступени с $\Omega = 1,0$ показывают, что аэродинамическая нагрузка РК и НА распределена неравномерно:

- замедление потока осуществляется только в РК;
- уровень скоростей на входе в РК значительно выше, чем в НА.

Последнее обстоятельство связано с необходимостью отрицательной закрутки на входе в ступень. Для анализа и расчетов удобно использовать безразмерные скорости (отнесены к характерной скорости u):

$$\bar{w}_1 = \frac{w_1}{u} \sqrt{\bar{c}_z^2 + \bar{w}_{u1}^2} = \sqrt{\bar{c}_z^2 + (1 - \bar{c}_{u1})^2} = \sqrt{\varphi^2 + (1 + 0,5\psi_T)^2}, \quad (2.3a)$$

$$\bar{c}_2 = \sqrt{\varphi^2 + (0,5\psi_T)^2}. \quad (2.3b)$$

Например, при умеренных $\varphi = 0,55$ и $\psi_T = 0,45$ $\bar{w}_1 = 1,242$, т.е. на 24% больше окружной скорости, $\bar{c}_2 = 0,594$, т.е. составляет всего 44% от скорости на входе в РК, что соответствует 20% кинетической энергии потока на входе в РК.

Расчеты и опыт проектирования демонстрируют следующие недостатки, связанные с излишней аэродинамической нагрузкой РК. Во-первых, пониженный КПД ступени, так как высокая кинетическая энергия на входе в РК влечет снижение КПД, не компенсируемое малыми потерями в НА:

$$\Delta\eta_{ст} = \bar{\Delta}\eta_{рк} + \Delta\eta_{на} = 0,5 \frac{\zeta_{рк}}{\psi_T} \bar{w}_1^2 + 0,5 \frac{\zeta_{рк}}{\psi_T} \bar{c}_2^2. \quad (2.4)$$

Во-вторых, окружная скорость, при которой могут применяться дозвуковые ступени ОК, ограничена величиной $M_{w1крит} = 0,75 \div 0,85$. При превышении этих величин на задних поверхностях лопаток поток разгоняется до сверхзвуковых скоростей с последующим скачком уплотнения и отрывом пограничного слоя. В результате, у первых ступеней воздушных ОК окружная скорость на периферии лопаток u_n ограничена значениями 200 ÷ 220 м/с, что значительно ниже скоростей,

при которых ограничение связано с прочностью лопаток.

В то же время, расчеты и опыт проектирования указывают на преимущество ступеней с $\Omega = 1,0$ в более высоком коэффициенте теоретического напора. Эти ступени хорошо изучены и проектирование ОК на их основе обычно не вызывает газодинамических проблем. Обоснованная область применения ступеней с реактивностью, равной единице — осевые компрессоры с относительно небольшой скоростью вращения. Например, энергетические ГТД в Европе при 50 Гц переменного тока не могут иметь скорость вращения более 3000 об/мин. При относительно небольших мощностях наружный диаметр ОК невелик и величина u_n ограничена именно этим обстоятельством, а не соображениями газовой динамики. Применение ступеней с $\Omega = 1,0$ в этом случае позволит уменьшить необходимое число ступеней.

Ступень со степенью реактивности $\Omega = 0,5$. Основной недостаток предыдущей кинематической схемы можно преодолеть, если разделить аэродинамическую нагрузку поровну между РК и НА, т. е. применить ступень с $\Omega = 0,5$:

$$\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = 0,5.$$

Откуда

$$c_{u2} + c_{u1} = u, \quad \bar{c}_{u2} + \bar{c}_{u1} = 1. \quad (2.5)$$

Так как $\bar{c}_u = \bar{w}_u + \bar{u}$, то $c_{u1} = w_{u1} + c_{u1} + c_{u2}$, $c_{u2} = w_{u2} + c_{u1} + c_{u2}$, т.е.

$$c_{u1} = -w_{u2}, \quad c_{u2} = -w_{u1}, \quad c_1 = w_2, \quad c_2 = w_1, \quad (2.6)$$

и, так как, $\alpha = \arcsin \frac{c_z}{c}$, $\beta = \arcsin \frac{c_z}{w}$:

$$\alpha_1 = \beta_2, \quad \alpha_2 = \beta_1, \quad \varepsilon_{рк} = \varepsilon_{на}. \quad (2.7)$$

Понятно, что при равенстве скоростей на входе и выходе в рабочем колесе и в направляющем аппарате достигается одинаковый политропный напор в этих элементах, равный одинаковому уменьшению динамического напора в этих элементах $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$.

Треугольники скоростей для $\Omega = 0,5$ и лопаточный аппарат, необходимый для реализации потока с таким треугольником скоростей

изображены на рисунке 2.4. Как и в ступени с $\Omega = 1,0$ перед рабочим колесом нужен входной направляющий аппарат. Однако, в этом случае он создает положительную закрутку. В силу равенства углов входа и выхода потока, лопаточные аппараты РК и НА имеют одинаковую форму.

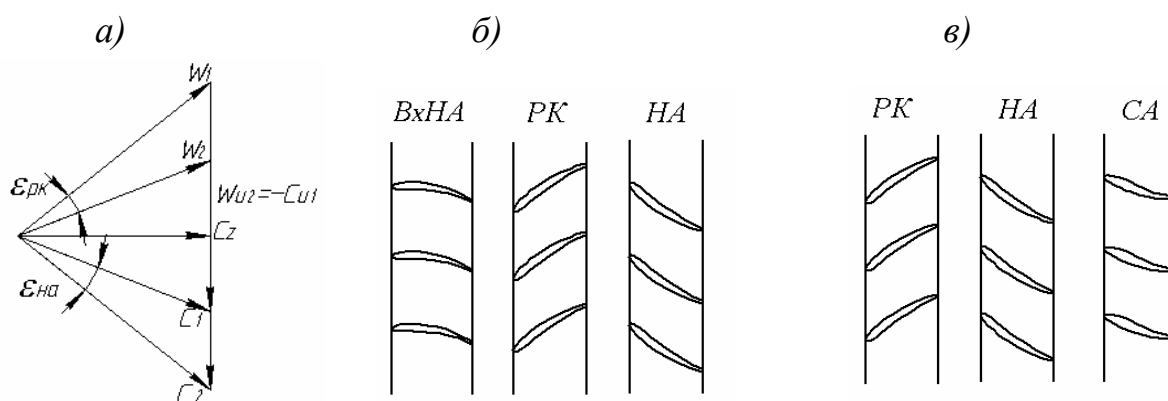


Рис. 2.4. Ступень со степенью реактивности $\Omega = 0,5$: *а* — треугольники скоростей; *б* — лопаточные решетки первой ступени; *в* — лопаточные решетки последней ступени

У последующих ступеней положительную закрутку создает направляющий аппарат предыдущей ступени. На рис. 2.5 показаны лопаточные аппараты ОК со ступенями $\Omega = 0,5$. Группе ступеней предшествует входной направляющий аппарат. Направляющий аппарат последней ступени не в состоянии обеспечить поворот потока до условия $c_{u3} = 0$, $c_3 = c_{z3}$. На выходе из группы ступеней необходим дополнительный спрямляющий аппарат. Такое устройство необходимо, так как поток должен иметь минимальную скорость ($c = c_z$) на входе в выходной диффузор или в другое выходное устройство ОК.

Так как форма лопаток РК и НА и скорости в этих аппаратах одинаковые, потеря КПД в них (формула (2.4)) так же одинаковы. Благодаря этому по сравнению с другими кинематическими схемами такая ступень позволяет получить наивысший КПД. Большинство опубликованных данных указывают на то, что КПД ступеней с $\Omega = 0,50$ может достигать $0,92 \div 0,93$ (КПД ступеней с $\Omega = 1,0$ обычно на 2% ниже).

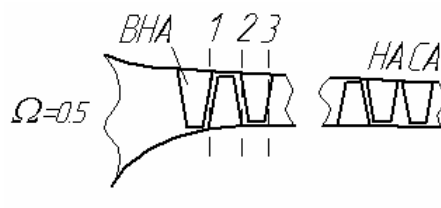


Рис. 2.5. Схема лопаточных аппаратов ОК со ступенями $\Omega = 0,5$

Коэффициент теоретического напора обычно на 20÷25% меньше, чем при $\Omega = 1,0$. Так как у рассматриваемой ступени $\bar{c}_{u1} + \bar{c}_{u2} = 1$ и $\bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1} = \psi_T$, то $\bar{c}_{u1} = 0,5(1 - \psi_T)$.

Сравним уровень скоростей на входе в РК у этой ступени по сравнению с примером, рассмотренным для ступени с $\Omega = 1,0$. При том же коэффициенте расхода $\phi = 0,55$ и на 20% меньшем коэффициенте теоретического напора $\psi_T = 0,26$ скорости на входе в РК и в НА равны $\bar{w}_1 = \bar{c}_2 = 0,947$. Это значит, что скорость на входе в РК у ступени с $\Omega = 0,5$ на 42% меньше, кинетическая энергия составляет всего 22,5%.

Действительно, опыт проектирования показывает, что первые ступени дозвуковых воздушных ОК при $\Omega = 0,5$ могут иметь окружную скорость на периферии лопаток до 320÷330 м/с. Если ступени с реактивностью 1,0 и 0,5 работают на предельных для каждой из них окружных скоростях ($M_{w1} = M_{w1\text{крит}}$), то теоретический напор $h_T = \psi_{Tн} u_n^2$ ступени с $\Omega = 0,5$ оказывается примерно на 60% выше.

Область применения ступеней со степенью реактивности 0,5 — осевые компрессоры, окружная скорость которых не ограничена конструктивными соображениями. Это ОК газотурбинных двигателей и многих современных промышленных ОК.

Ступень со степенью реактивности $\Omega = 0,7$. Так как две рассмотренные кинематические схемы обладают различными свойствами благодаря различию в начальной закрутке потока ($c_{u1} < 0$ при $\Omega = 1,0$ и $c_{u1} > 0$ при $\Omega = 0,5$) очевидно, что кинематическая схема с $c_{u1} = 0$ должна обладать компромиссными качествами. Из уравнений (2.2а), (2.2б) видно, что при отсутствии закрутки на входе $\Omega = 1 - 0,5\psi_T$. Коэффициент

теоретического напора ступени, как показано ниже, является функцией не только степени реактивности, но и коэффициента расхода и относительного шага решетки. Соответственно, при нулевой закрутке на входе степень реактивности может иметь разные значения. Подзаголовок «Ступень со степенью реактивности $\Omega = 0,7$ » соответствует традиции, по которой именно так принято называть кинематическую схему с $c_{u1} = 0$. Соответствующие треугольники скоростей и лопаточные решетки показаны на рис. 2.6.

В силу отсутствия отрицательной закрутки скорость на входе в РК меньше, чем при реактивности, равной единице. В силу отсутствия положительной закрутки скорость на входе в РК больше, чем при реактивности 0,5. Так как при отсутствии закрутки $\bar{w}_1 = \sqrt{\varphi^2 + 1}$, то при одинаковом с рассмотренными выше двумя ступенями коэффициенте расхода $\varphi = 0,55$, безразмерная скорость на входе в РК равна 1,141. Это на 20% больше, чем при $\Omega = 0,5$ и на 18% меньше, чем при $\Omega = 1,0$.

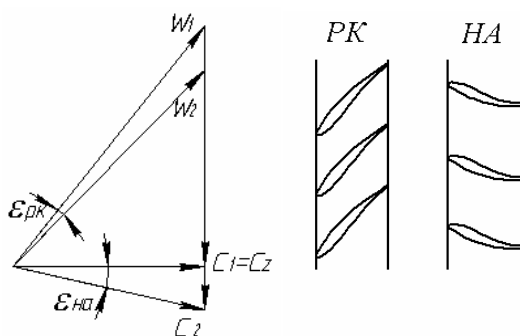


Рис. 2.6. Треугольники скоростей ступени и лопаточные решетки ступени при $c_{u1} = 0$ («ступень реактивности $\Omega = 0,70$ »)

По КПД, зоне работы, коэффициенту напора ступень с $c_{u1} = 0$ («ступень реактивности $\Omega = 0,7$ ») занимает промежуточное положение между двумя, рассмотренными выше.

Ступень с $c_{u1} = 0$ («ступень реактивности $\Omega = 0,7$ ») не требует закрутки на входе, поэтому перед первой ступенью ОК входной направляющий аппарат отсутствует. Направляющий аппарат ступени выпускает поток под углом 90° , так как закрутки потока на входе в

следующую ступень быть не должно. Соответственно, отпадает необходимость в спрямляющем аппарате на выходе из группы ступеней — рис. 2.7.

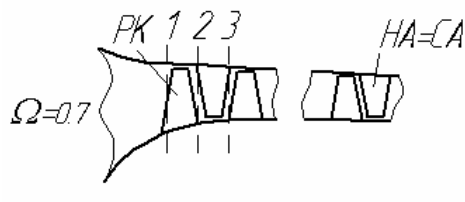


Рис. 2.7. Схема лопаточных аппаратов ОК со ступенями с $c_{u1} = 0$
 («степень реактивности $\Omega = 0,7$ »)

2.1.2. Треугольники скоростей на режимах, отличных от расчетного

При работе ОК на режимах, отличных от расчетного, треугольники скоростей претерпевают значительные изменения. На входе в лопаточные аппараты появляются углы атаки. Хотя характерные черты трех рассмотренных кинематических схем сохраняются, численные значения степени реактивности не равны значениям на расчетном режиме.

Как и при анализе характеристик ТК, сопоставлять треугольники скоростей на расчетном и нерасчетном режимах принято при постоянной скорости вращения.

Правила построения треугольников скоростей. В соответствии с результатами продувки плоских решеток считается, что направление выхода потока из лопаточных решеток не меняется при изменении расхода. Исключение составляют режимы вблизи границы помпажа, где развитый срыв на выпуклой поверхности лопаток уменьшает угол выхода потока. Эти режимы ниже не рассматриваются. Итак:

- расходная скорость (коэффициент расхода) $c_z \leq \geq c_{zр}$ ($\varphi \leq \geq \varphi_p$) меняется в соответствии с изменением давления в сети ТК;
- окружная скорость постоянна;
- направление потока на выходе из ВНА (если имеется) — угол α_1 , на выходе из РК — угол β_2 , на выходе из НА — α_3 (у рассматриваемых ступеней он равен α_1) от расхода не зависят;

– в соответствии с предыдущим скорости c_1, w_2, c_3 меняются пропорционально изменению расхода;

– скорости w_2, c_2 определяются в соответствии с векторным соотношением $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$, меняя величину и направление при изменении расхода.

Ступень с $\Omega = 1,0$. На рис. 2.8, а сопоставлены треугольники скоростей при $\varphi = \varphi_p$ и $\varphi < \varphi_p$ на рис. 2.8, б.

При уменьшении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся меньше расчетного. Лопатки обтекаются с положительными углами атаки, что приводит к росту потерь и снижению КПД. Абсолютная скорость потока на выходе из РК становится больше скорости на входе в него — $c_2 > c_3 = c_1$. За счет диффузорности косо́го среза лопаток при положительном угле атаки, в НА скоростной напор частично преобразуется в давление. То есть, степень реактивности ступени становится меньше единицы.

Наоборот, при увеличении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся больше расчетного (рис. 2.8, в). Лопатки обтекаются с отрицательными углами атаки. Как и при положительных углах атаки это приводит к росту потерь и снижению КПД. Абсолютная скорость потока на выходе из РК становится меньше скорости на входе в него — $c_2 < c_1 = c_2$. За счет конфузорности косо́го среза лопаток при отрицательном угле атаки, в направляющем аппарате давление частично преобразуется в скоростной напор. То есть, степень реактивности ступени становится больше единицы.

Ступень с $\Omega = 0,5$. На рис. 2.9 сопоставлены треугольники скоростей при $\varphi = \varphi_p$, $\varphi < \varphi_p$ и $\varphi > \varphi_p$.

При уменьшении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся меньше расчетного. Лопатки обтекаются с положительными углами атаки, что приводит к росту потерь и снижению КПД. При увеличении расхода углы входа потока в РК и в НА становятся больше расчетного. Лопатки обтекаются с отрицательными углами атаки. Как и при положительных углах атаки, это приводит к росту потерь и снижению КПД.

Однако, в отличие от ступени с $\Omega = 1,0$, в данном случае

реактивность ступени не меняется при изменении режима работы по расходу. Это связано с тем, что лопаточные аппараты РК и НА полностью одинаковы.

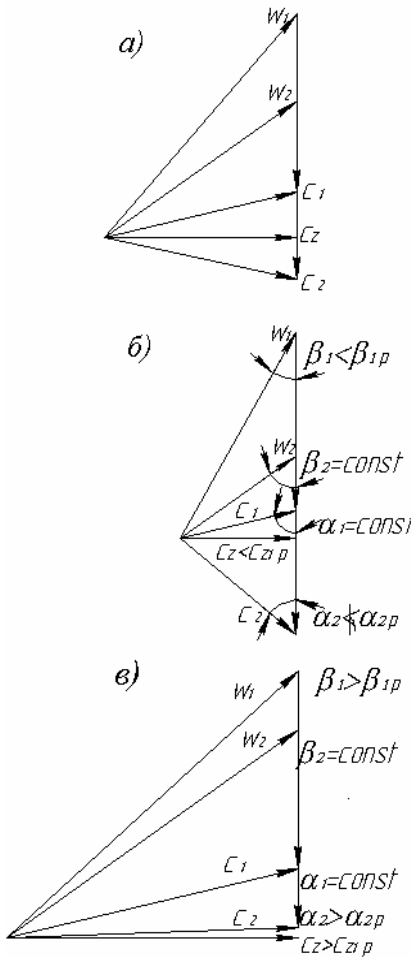


Рис. 2.8. Треугольники скоростей ступени с $\Omega = 1,0$: а — $\varphi = \varphi_p$;
б — $\varphi < \varphi_p$; в — $\varphi > \varphi_p$

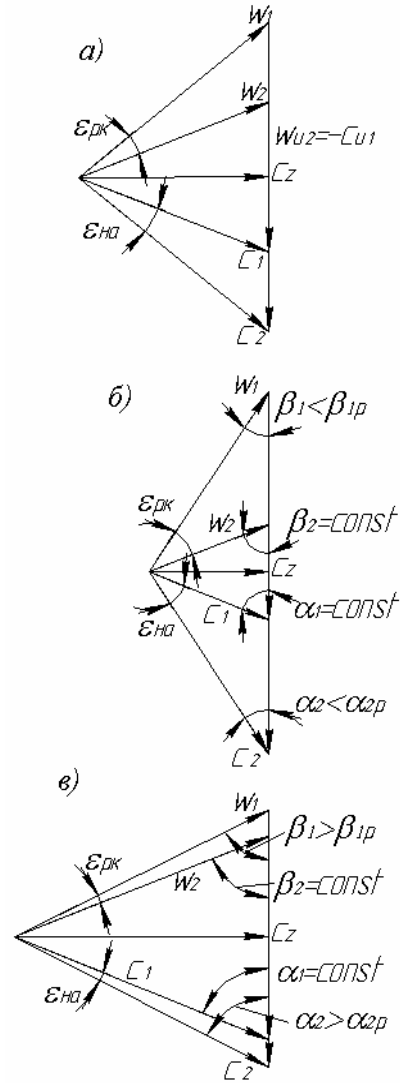


Рис. 2.9. Треугольники скоростей ступени с $\Omega = 0,5$: а — $\varphi = \varphi_p$;
б — $\varphi < \varphi_p$; в — $\varphi > \varphi_p$

Ступень с $\Omega = 0,7$. Напомним, что название этой кинематической схемы в связи с конкретной величиной степени реактивности носит условный характер. В действительности речь идет о ступени, кинематическая схема которой характеризуется отсутствием закрутки

потока на входе в РК: $c_{u1} = 0$. Треугольники скоростей на расчетном и нерасчетном режимах показаны на рис. 2.10. Как и ранее, уменьшение расхода уменьшает углы потока на входе в РК и НА, что влечет появление положительных углов атаки. Увеличение расхода влияет противоположно.

Так как у этой ступени степень реактивности и коэффициент напора однозначно связаны по уравнению $\Omega = 1 - 0,5\psi_T$, а напорная характеристика ступеней при $\beta_2 < 90^\circ$ восходящая (коэффициент теоретического напора возрастает с уменьшением коэффициента расхода), то при уменьшении расхода степень реактивности уменьшается по сравнению с расчетным режимом, а при увеличении расхода — возрастает.

Вывод по треугольникам скоростей на режимах, отличных от расчетного. Рассмотренная трансформация треугольников скоростей разных ступеней иллюстрирует общую закономерность:

– у ступеней ТК всех типов уменьшение расхода приводит к уменьшению углов входа потока в РК β_1 и НА α_2 , а увеличение расхода — к их росту. Так как на расчетном режиме при надлежащем проектировании обеспечивается безударное обтекание лопаток, при отклонении расхода от расчетного в сторону уменьшения КПД снижается из-за появления положительных углов атаки, а при увеличении расхода — из-за отрицательных углов атаки. Это один из существенных недостатков осевых компрессоров, и турбокомпрессоров вообще, так как аналогично изменение расхода влияет на углы атаки и в центробежных компрессорах.

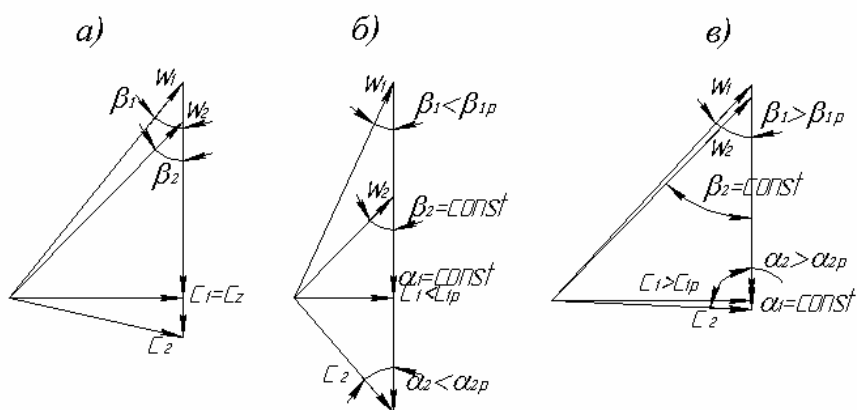


Рис. 2.10. Треугольники скоростей ступени с $\Omega = 0,7$: а — $\varphi = \varphi_p$; б —

$\varphi < \varphi_p$; в — $\varphi > \varphi_p$

2.2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ПРОДУВКИ ПЛОСКИХ РЕШЕТОК ДЛЯ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ОСЕВЫХ СТУПЕНЕЙ

2.2.1. Связь между безразмерными коэффициентами ступени

Из курса «Теория турбомашин» известно обобщение опытных данных по продувке плоских решеток, носящее название «Диаграмма номинальных режимов Хауэлла» — рис. 2.11. Типичная характеристика плоской решетки показана на рис. 2.12.

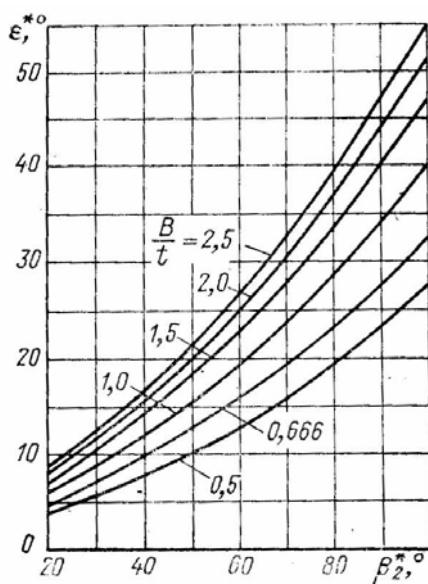


Рис. 2.11. Диаграмма номинальных режимов для лопаточных решеток по данным Х. Хауэлла

Номинальный режим обтекания лопаточной решетки, рекомендуемый Х. Хауэллом принят равным 80% от максимального угла поворота. Как известно, максимальный угол поворота соответствует появлению развитого срыва на выпуклой поверхности профилей. У реального ТК это соответствует режиму помпажа. На номинальном режиме достигается значительный угол поворота потока при небольших профильных потерях.

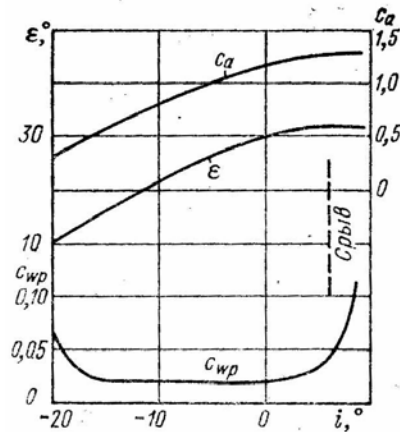


Рис. 2.12. Типичная характеристика плоской решетки профилей по результатам продувки в аэродинамической трубе

На диаграмме номинальных режимов представлены такие решетки, лопаточные аппараты которых обтекаются с углами атаки, близкими к нулю. За счет этого обеспечивается минимально возможный для данных условий уровень профильных потерь.

Проектирование оптимальных лопаточных решеток возможно непосредственно по диаграмме на рис. 2.11. Однако эмпирические зависимости на этой диаграмме можно представить в виде непосредственных связей между параметрами проектирования ступеней ОК. Для этого свяжем коэффициент теоретического напора и степень реактивности с углами потока и коэффициентом расхода.

Коэффициент теоретического напора:

$$\psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = \frac{u - u + c_{u2} - c_{u1}}{u} = \frac{w_{u1} - w_{u2}}{u} \frac{c_z}{c_z},$$

т.е.

$$\psi_T = (\text{Ctg}\beta_1 - \text{Ctg}\beta_2) \varphi, \quad (2.8)$$

или

$$\frac{\psi_T}{\varphi} = \text{Ctg}\beta_1 - \text{Ctg}\beta_2. \quad (2.9)$$

Степень реактивности:

$$\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = \frac{w_{u2} + w_{u1}}{2u} \frac{c_z}{c_z},$$

т.е.

$$\Omega = 0,5(\text{Ctg}\beta_2 + \text{Ctg}\beta_1)\varphi,$$

или

$$\frac{\Omega}{\varphi} = 0,5(\text{ctg}\beta_2 + \text{ctg}\beta_1). \quad (2.10)$$

Полученные зависимости справедливы для всех режимов, в том числе, и для номинального.

Диаграмма номинальных режимов на рис. 2.11 представляет графическую зависимость $\varepsilon^* = \beta_2^* - \beta_1^* = f\left(\beta_2^*, \frac{t}{B}\right)$. Формулы (2.9), (2.10)

показывают, что отношения $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*}$ и $\frac{\Omega^*}{\varphi^*}$ связаны с теми же углами β_2^* и β_1^* .

То есть диаграмма номинальных режимов может быть представлена в координатах $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*} = f\left(\frac{\Omega^*}{\varphi^*}, \frac{t}{B}\right)$. Соответствующим образом перестроенная диаграмма $\varepsilon^* = \beta_2^* - \beta_1^* = f(\beta_2^*, B/t)$ представлена на рис. 2.13.

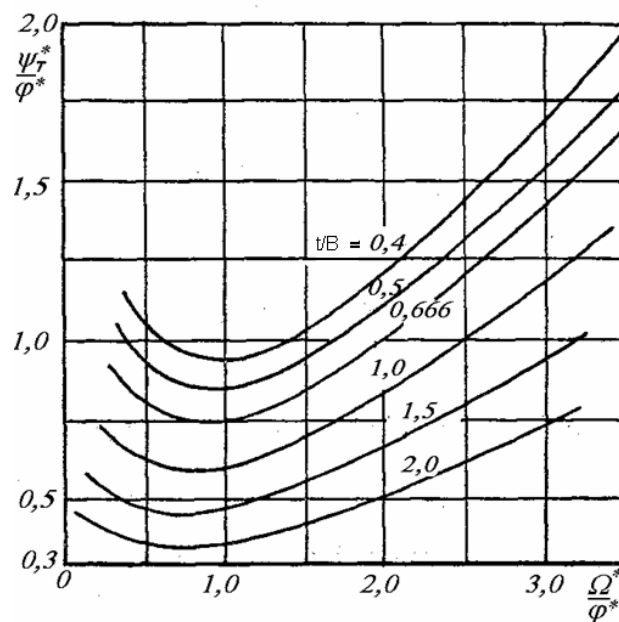


Рис. 2.13. Диаграмма номинальных режимов лопаточных решеток, связывающая основные параметры проектирования осевой ступени (на среднем расчетном радиусе)

Для профилирования лопаточных решеток осевой ступени на среднем радиусе надо выбрать:

- кинематическую схему (степень реактивности);
- коэффициент расхода φ^* ;
- относительный шаг t/B или обратную ему величину — густоту решетки B/t .

Графики на рис. 2.13 определяют значение коэффициента напора, при котором обеспечено благоприятное (безотрывное, но с достаточной нагрузкой) обтекание лопаток РК ступени. Значения $\frac{\Psi_{\Gamma}^*}{\varphi^*}$ и $\frac{\Omega^*}{\varphi^*}$ в соответствии с полученными выше формулами (2.9), (2.10) определяют углы потока β_1^* и β_2^* . Вместе с коэффициентом расхода φ^* это позволяет построить треугольники скоростей ступени по очевидным соотношениям:

$$\begin{aligned} \bar{w}_1 = \frac{\varphi}{\sin \beta_1}, \quad \bar{w}_2 = \frac{\varphi}{\sin \beta_2}, \quad \alpha_1 = \arctg \frac{\varphi}{1 - \varphi \operatorname{ctg} \beta_1}, \quad \alpha_2 = \arctg \frac{\varphi}{1 - \varphi \operatorname{ctg} \beta_2}, \\ \bar{c}_1 = \frac{\varphi}{\sin \alpha_1}, \quad \bar{c}_2 = \frac{\varphi}{\sin \alpha_2} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Для определения углов лопаток, при которых эти треугольники скоростей могут быть реализованы, следует установить номинальный угол атаки $i^* = \beta_{\text{л1}} - \beta_1^*$ и номинальный угол отставания $\Delta\beta^* = \beta_{\text{л2}} - \beta_2^*$. Относительно номинального угла атаки диаграмма номинальных режимов информации не содержит. Логично принять его равным нулю, т.е.

$$\beta_{\text{л1}} = \beta_1^*. \quad (2.12)$$

Для расчета угла отставания Х. Хауэллом предложена эмпирическая формула:

$$\Delta\beta^* = m\Theta \sqrt{\frac{t}{B}}, \quad \Theta = \beta_{\text{л2}} - \beta_{\text{л1}}, \quad m = 0,23 \cdot 2\bar{B}_f^2 + 0,18. \quad (2.13)$$

Здесь \bar{B}_f — отнесенное к хорде профиля расстояние от передней кромки до стрелы максимальной изогнутости профиля — рис. 2.14.

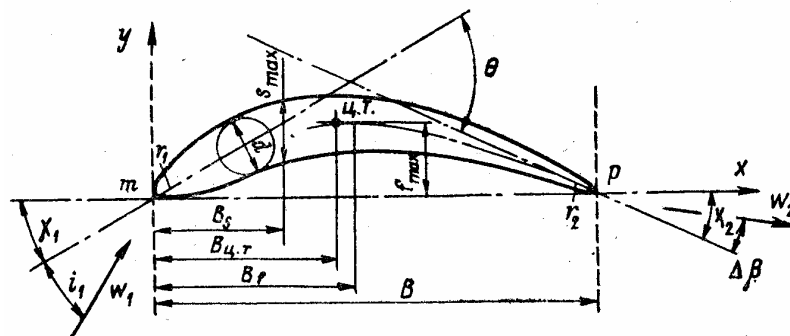


Рис. 2.14. Геометрические параметры профиля

Имея в виду принятое нами условие $\beta_{п1} = \beta_1^*$ и то, что $\beta_{п2} = \beta_2^* + \Delta\beta^*$, исключим из формулы Хауэлла подлежащие расчету лопаточные углы:

$$\Delta\beta^* = m(\beta_2^* + \Delta\beta^* - \beta_1^*)\sqrt{\frac{t}{B}},$$

или

$$\Delta\beta^* = \frac{m(\beta_2^* - \beta_1^*)\sqrt{\frac{t}{B}}}{1 - m\sqrt{\frac{t}{B}}}. \quad (2.14)$$

Приведенные соотношения определяют треугольники скоростей и лопаточные углы рабочего колеса. Выбранный в начале проектирования относительный шаг и лопаточные углы дают исходную информацию для дальнейшего профилирования.

При степени реактивности $\Omega = 0,50$ лопаточный аппарат НА аналогичен рабочему колесу. При других степенях реактивности по углам потока α_1^*, α_2^* следует подобрать оптимальный относительный шаг направляющего аппарата, воспользовавшись диаграммой номинальных режимов на рис. 2.11.

2.2.2. Оценка совершенства лопаточных решеток ОК с помощью фактора диффузорности

Требования к аэродинамическому совершенству лопаточных аппаратов осевых ступеней очень высоки. Это связано с высоким уровнем

скоростей в проточной части. Потеря КПД (на примере РК) определяется соотношением потерянного и подведенного к газу напора $\Delta\eta = \frac{h_w}{h_T}$.

Выражая эти напоры через соответствующие безразмерные коэффициенты, получим:

$$\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\psi_T} \left(\frac{w_1}{u} \right)^2. \quad (2.15)$$

В зависимости от кинематической схемы ступени и коэффициента расхода безразмерная скорость на входе в РК имеет порядок \bar{w}_1 не менее 0,90. Скажем, чтобы получить потерю КПД в РК ступени с реактивностью 0,50 не более 2,5% при коэффициенте $\psi_T \approx 0,40$ требуется обеспечить очень низкий коэффициент потерь РК $\zeta_{pk} \approx 0,025$. Результаты испытания показывают, что это можно осуществить только при безотрывном обтекании решеток и при оптимальном относительном шаге.

Анализ опытных данных С. Либляйном [Либлийн] показал, что состояние пограничного слоя на выпуклой поверхности лопаток контролируется местной диффузорностью $\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{\max}}$ — рис. 2.15. Им показано, что в случае, когда $\dot{w}_3 \approx 0,55$ решетка достаточно нагружена, но обтекание безотрывно, и имеется достаточный запас устойчивости течения. Последнее позволяет успешно работать при производительности меньше расчетной (положительные углы атаки), обеспечивая приемлемый «запас по помпажу».

При анализе и расчетах оказывается более удобным использовать не местную диффузорность, а связанный с ней фактор диффузорности:

$$F_D = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}}. \quad (2.16)$$

Его численное значение показывает, на какую долю снижена максимальная скорость при ее движении вдоль задней (выпуклой) поверхности лопаток.

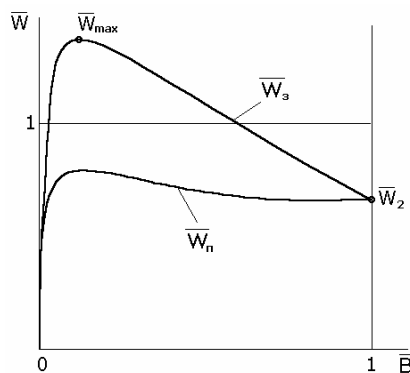


Рис. 2.15. Типичная диаграмма поверхностных скоростей на лопатках осевого рабочего колеса (расчетный режим)

Для точного расчета фактора диффузорности следовало бы выполнить расчет обтекания лопаток невязким потоком. Для решения задач анализа и расчетного проектирования С. Либляйн предложил эмпирическую формулу, связывающую фактор диффузорности с относительным шагом и с изменением скоростей потока в решетке:

$$F_{D_{\text{рк}}} = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{t}{B} \frac{(w_{u1} - w_{u2})}{2w_1}. \quad (2.17)$$

С использованием приведенных выше соотношений фактор диффузорности может быть связан с параметрами проектирования осевой ступени:

$$F_{D_{\text{рк}}} = 1 - \frac{(\varphi^2 + (\Omega - \psi_T/2)^2)^{0.5}}{(\varphi^2 + (\Omega + \psi_T/2)^2)^{0.5}} + \frac{\psi_T t/B}{2(\varphi^2 + (\Omega + \psi_T/2)^2)^{0.5}}. \quad (2.18)$$

Фактически, С. Либляйн рекомендует опираться при проектировании решетки не на диаграмму номинальных режимов Х. Хауэлла (рис. 2.11), а на формулу (2.18). В качестве оптимального значения рекомендуется $F_{D_{\text{opt}}} = 0,45$.

При заданном $F_{D_{\text{opt}}} = 0,45$, выбранной степени реактивности и коэффициенте расхода можно вычислить коэффициент теоретического напора при разных t/B . Ю. Галеркиным и Ю. Поповым разработана компьютерная программа для гомогенных ступеней и проведено расчетное исследование, результаты которого представлены в [5]. При

рекомендованном факторе диффузорности $F_{D_{opt}} = 0,45$ по формуле (2.18)

рассчитана зависимость $\frac{\Psi_T^*}{\varphi^*} = f\left(\frac{\Omega}{\varphi^*}\right)$ — аналогичная диаграмме

номинальных режимов Хауэлла. На рис. 2.16 эти зависимости сопоставлены.

Как было показано, диаграмма Хауэлла описывает так называемые номинальные режимы. Это режимы, при которых угол поворота потока составляет 80% от максимального для данной решетки, рекомендованы в качестве расчетных. Рекомендуемый для компрессорных решеток диапазон относительного шага $t/B = 0,5 \div 1,0$. В этом диапазоне расчетные режимы с $F_D = 0,45$ и номинальные режимы Хауэлла весьма близки. Вместе с тем, густые решетки с $t/B = 0,4$ по Хауэллу явно перегружены, а редкие при $t/B = 0,5 \div 2,0$ — недогружены.

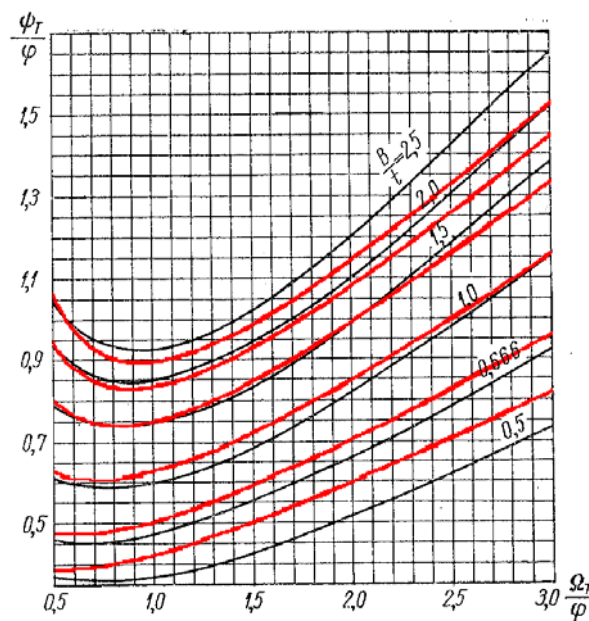


Рис. 2.16. Диаграмма номинальных режимов Хауэлла — черные линии. Диаграмма расчетных режимов лопаточных аппаратов рабочих колес с заданным фактором диффузорности $F_{D_{opt}} = 0,45$ — красные линии

С. Либляйном предложена эмпирическая формула для расчета коэффициента профильных потерь (очевидно, при рекомендуемом факторе диффузорности $F_{D_{opt}} = 0,45$):

$$\zeta_{\text{РК}} = \frac{0,014}{(t/B)\sin\beta_2}, \quad \zeta_{\text{НА}} = \frac{0,014}{(t/B)\sin\alpha_1}. \quad (2.19)$$

На этом основании Н. Кампсти представил в своей работе [11] анализ эффективности ряда гомогенных ступеней. Ю.Галеркиным и Ю. Поповым разработаны компьютерные программы [5,6,7,8], в которых с учетом этих и других эмпирических соотношений рассчитываются характеристики пространственных лопаточных решеток, ступеней и многоступенчатых компрессоров, и представлены результаты расчетного исследования.

2.3. ВТОРОЙ ЭТАП ПРОФИЛИРОВАНИЯ. РАСЧЕТ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ ПО ВЫСОТЕ ЛОПАТОК

2.3.1. Пространственный поток с постоянной циркуляцией скорости по высоте лопатки

Изменение формы лопаток вдоль радиуса должно обеспечивать наиболее эффективную работу ступени. Т.е. на каждом радиусе потери напора должны быть минимальными, а характер взаимодействия газа с лопатками на каждом радиусе не должен вызывать дополнительных потерь в потоке в целом. Последний тезис поясняется ниже.

Принцип одинаковости теоретического напора по высоте лопаток РК. Рассматриваемый классический подход к профилированию ступени ОК оперирует понятием невязкого потока. Это достаточно корректное приближение к действительной картине течения, так как на расчетном режиме в ступени ОК должны отсутствовать развитые зоны отрыва, и вязкость проявляется в сравнительно узких пограничных слоях на поверхностях лопаток, ротора и корпуса.

В невязком ядре поток является потенциальным, безвихревым — газовые частицы движутся без вращения вокруг своего центра тяжести. Это одновременно означает, что полная механическая энергия газовых частиц одинакова. Как известно, полная механическая энергия есть сумма потенциальной энергии давления и кинетической энергии движения. В потенциальном потоке полное (заторможенное) давление во всем рассматриваемом объеме одинаково: $p^* = \text{const}$.

Рассмотрим взаимодействие лопаток РК с потенциальным потоком на входе:

$$p_2^* = p_1^* + \rho h_T.$$

Допустим, к потенциальному потоку на входе в РК $p_1^*(r) = \text{const}$ подводится переменный по высоте лопаток теоретический напор $h_T(r) = \text{var}$. Такой подход на первый взгляд кажется логичным, потому что на периферии лопаток окружная скорость больше, и там проще подвести большую механическую работу. Однако в этом случае на выходе из РК потенциальность течения нарушается, механическая энергия газа по высоте лопаток разная: $p_2^*(r) = \text{var}$. В выходном устройстве и в обслуживаемой компрессором сети механическая энергия газовых частиц выровняется за счет трения между частицами, движущимися с разной скоростью. Процесс выравнивания создаст дополнительные потери напора.

Поэтому общепринятым принципом построения пространственного потока является **постоянство теоретического напора по высоте лопаток РК**:

$$h_T = f(r) = \text{const}. \quad (2.20)$$

Условие равновесия потока по высоте лопаток. Аэродинамическая нагрузка лопаток воздействует на поток, усложняя картину течения. Ради простоты ниже рассматривается условие равновесия потока не внутри межлопаточных каналов, а в межлопаточных зазорах, т.е. в сечениях «1», «2», «3», разграничивающих лопаточные элементы ступени. Применение этой упрощенной схемы дает достаточно хорошие результаты.

При движении по цилиндрическим поверхностям (рассматривается гомогенная ступень) центробежная сила от вращения вокруг оси z со скоростью c_u уравнивается градиентом давления в направлении радиуса:

$$\rho \frac{c_u^2}{r} = \frac{\partial p}{\partial r}. \quad (2.21)$$

Итак, при любом способе организации пространственного течения статическое давление больше на периферии, т.е. растет от втулки к корпусу — рис. 2.17:

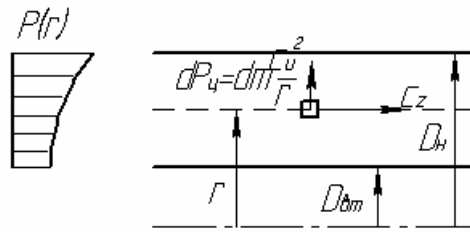


Рис. 2.17. Распределение статического давления в осевом компрессоре от втулки к периферии

Имея в виду, что принцип постоянства теоретического напора по высоте лопаток равнозначен условию $p^* = p + \rho \frac{c^2}{2} = f(r) = \text{const}$, получаем неизбежность уменьшения абсолютной скорости потока c по высоте лопаток.

Разные способы построения пространственного потока приводят к разному характеру изменения составляющих скорости $c_z = f(r)$ и $c_u = f(r)$. Это следует из условия равновесия по радиусу и принципа потенциальности.

Введем в условие равновесия (2.21) вторую составляющую скорости c_z , исходя из того, что $p = p^* - 0,5\rho(c_u^2 + c_z^2)$, Тогда условие равновесия можно записать в виде:

$$\rho \frac{c_u^2}{r} = \frac{\partial p^*}{\partial r} - \rho c_u \frac{\partial c_u}{\partial r} - \rho c_z \frac{\partial c_z}{\partial r}. \quad (2.22)$$

Так как для обеспечения потенциальности принято $\frac{\partial p^*}{\partial r} = 0$:

$$\frac{c_u}{r} + \frac{\partial c_u}{\partial r} + \frac{\partial c_z}{\partial r} = 0. \quad (2.23)$$

Из полученного уравнения равновесия следует, что в гомогенной ступени при условии $h_T = f(r) = \text{const}$ характер изменения скоростей по радиусу не может быть произвольным. Проектировщик может задаться, например, характером изменения расходной составляющей скорости $c_z = f(r)$, и получить из уравнения равновесия соответствующий закон

$c_u = f(r)$ или, наоборот.

Рассмотренный ниже пространственный поток с постоянной циркуляцией получается при выборе $c_z = f(r) = \text{const}$. В противоположность, поток с постоянной реактивностью базируется на выборе закона $c_u = f(r)$ и получении соответствующей зависимости $c_z = f(r)$.

Пространственный поток с постоянной циркуляцией. Условие постоянства расходной скорости по высоте лопатки представляется простым и логичным. Действительно, такое построение потока и соответствующая форма лопаток находят достаточно широкое применение.

Если принять условие $c_z = f(r) = \text{const}$, то из уравнения равновесия следует, что $\frac{c_u}{r} + \frac{\partial c_u}{\partial r} = 0$, т.е. $\partial(c_u r) = 0$. На всех радиусах по высоте лопатки выполняется условие $c_u r = f(r) = \text{const}$ — постоянство циркуляции скорости c_u по контуру окружности радиуса r .

При построении треугольников скоростей на разных радиусах по высоте лопаток будем иметь в виду одинаковый во всех случаях характер изменения окружной скорости $u = \omega r$ и только что рассмотренные зависимости $c_z = f(r) = \text{const}$ и $c_u r = f(r) = \text{const}$.

У ступени с реактивностью $\Omega = 1,0$ треугольники скоростей на разных радиусах показаны на рис. 2.18.

Из рисунков видно, что степень реактивности по высоте постоянная. В направляющем аппарате происходит только отклонение потока, но не его замедление. То есть, у этой ступени пространственный поток с $c_u r = \text{const}$ одновременно является потоком с $\Omega = f(r) = \text{const}$.

Треугольники скоростей демонстрируют характерные проблемы, связанные с обтеканием лопаток на радиусах, отличных от расчетного. На периферии растет относительная скорость потока на входе в РК, что связано с ростом окружной скорости. Одновременное уменьшение отрицательной закрутки $c_{u1} < 0$ немного замедляет рост w_1 на периферии.

Положительным результатом является уменьшение угла поворота потока, так как при условии $h_T(r) = \psi_T(r)u^2 = \text{const}$ коэффициент напора уменьшается с ростом радиуса. У втулки наибольшие проблемы связаны с ростом углов поворота потока, как в РК, так и в НА. Это следствие необходимости обеспечить коэффициент напора, соответствующий условию $h_T(r) = \psi_T(r)u^2 = \text{const}$.

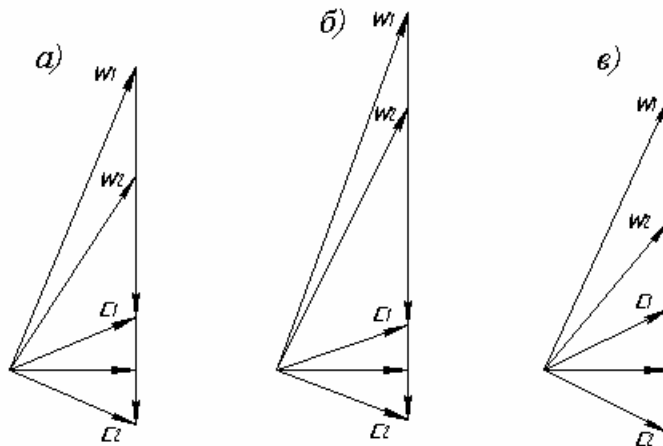


Рис. 2.18. Треугольники скоростей на разных радиусах у ступени с $\Omega = 1,0$: а — r_p ; б — r_H ; в — $r_{вТ}$

У ступени с реактивностью $\Omega = 0,50$ треугольники скоростей изображены на рис. 2.19. На периферии скорости в РК стали значительно больше, чем в НА и степень реактивности возросла по сравнению со средним радиусом. Если на расчетном радиусе лопаточные решетки РК и НА были одинаковыми, то на периферии угол установки лопаток РК уменьшился, у НА — увеличился. Рост окружной скорости и уменьшение положительной закрутки ведет к быстрому увеличению скорости на входе в РК.

У втулки ситуация меняется на противоположную. Реактивность становится меньше 0,5. То есть, большая часть приращения давления происходит в направляющем аппарате. Опасным может быть слишком большой угол поворота потока в РК и в НА. В некоторых случаях (обычно при малых втулочных отношениях) скорость выхода потока из РК w_2 повернется в сторону вращения РК, то есть угол выхода потока β_2 станет больше 90° . Это обычно считается неприемлемым, и по газодинамическим

соображениям, и по тому, как должны выглядеть соответствующие лопатки РК.

Пример на рис. 2.19, *з* показывает, что у данной ступени слишком маленькое втулочное отношение ($D_{\text{вт}}/D_{\text{н}}=0,45$). Его надо принять большим, чтобы обеспечить приемлемую пространственную форму лопаток и потока.

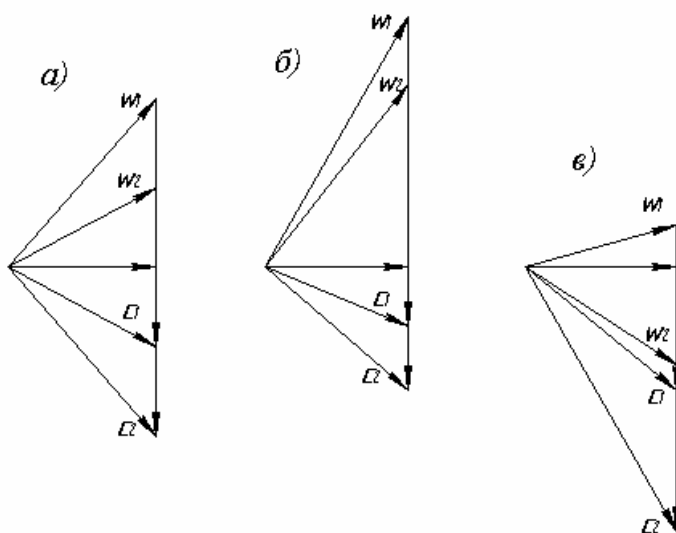


Рис. 2.19. Треугольники скоростей на разных радиусах у ступени с $\Omega = 0,50$. Пространственный поток с постоянной циркуляцией:

а — r_p ; *б* — r_n ; *в* — $r_{\text{вт}}$

2.3.2. Пространственный поток с постоянной степенью реактивности по высоте лопатки

Из рис. 2.19 следует, что при пространственном потоке с постоянной циркуляцией ступень с реактивностью 0,50 на среднем радиусе теряет свои преимущества, так как реактивность на других радиусах не равна 0,50. Построение пространственного потока с реактивностью $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$ возможно (напомним, что у ступени с $\Omega = 1,0$ реактивность остается постоянной по высоте лопаток и при $c_u r = \text{const}$).

Из формулы для степени реактивности $\Omega = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u} = 0,5$ вытекает:

$$\frac{c_{u2} + c_{u1}}{2} = 0,5u. \quad (2.24)$$

Итак, среднеарифметическое значение закрутки на входе и выходе из РК должно подчиняться закону:

$$c_{um} = \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2} = 0,5u = 0,5\omega r, \\ \frac{c_{um}}{r} = \text{const}. \quad (2.25)$$

То есть в ступени с постоянной по радиусу степенью реактивности $\Omega = 0,50$ средняя закрутка потока увеличивается пропорционально радиусу. Теперь для построения пространственного потока следует найти соответствующий закон изменения $c_z = f(r)$.

При рассмотрении зависимостей для закруток $c_{u1} = f(r)$ и $c_{u2} = f(r)$ перед и за РК получаются разные зависимости $c_{z1} = f(r)$ и $c_{z2} = f(r)$ — [18]. То есть, условие для гомогенной ступени $c_{z1} = c_{z2} = c_{z3} = c_z = \text{const}$ выполняется только на среднем радиусе. Ниже задача решена в упрощенной постановке на основании анализа зависимости $c_{um} = c_{umcp} \frac{r}{r_{cp}}$.

Из рассмотренного ранее уравнения равновесия $\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{c_u^2 + c_z^2}{2} \right) + \frac{c_u^2}{r} = 0$

при $c_u = 0,5u$:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{0,25\omega^2 r^2 + c_z^2}{2} \right) + \frac{0,25\omega^2 r^2}{r} = 0, \\ 0,5\omega^2 r + \frac{\partial c_z^2}{\partial r} + 0,5\omega^2 r = 0, \\ \partial c_z^2 = -\omega^2 r dr, \\ c_z^2 = c_{zcp}^2 - \frac{1}{2}(u^2 - u_{cp}^2),$$

$$\frac{c_z}{c_{z \text{ ср}}} = \sqrt{1 + \frac{1 - \bar{r}^2}{2\varphi_{\text{ср}}}}. \quad (2.26)$$

Рассмотрим треугольники скоростей на разных радиусах (рис. 2.20). Для получения зависимостей $c_{u1} = f(r)$ и $c_{u2} = f(r)$ воспользуемся законом изменения коэффициента напора $\psi_T = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u} = \psi_{\text{тср}} \left(\frac{r_{\text{ср}}}{r} \right)^2$ и связью окружных составляющих со степенью реактивности:

$$\bar{c}_{u1} + \bar{c}_{u2} = 2(1 - \Omega), \quad (2.27)$$

и

$$\bar{c}_{u2} = 1 - \Omega + 0,5\psi_T. \quad (2.28)$$

На рис. 2.20 показаны треугольники скоростей с $c_{z2} \neq c_{z1}$ на наружном и втулочном радиусах. Треугольники скоростей рассчитаны по программам [5,6,7] с использованием формул из [18]. Из рисунка 2.20, б видно, что скорость w_1 на периферии растет медленнее, чем в потоке с постоянной циркуляцией. Это связано с тем, что там возрастает положительная закрутка при одновременном уменьшении расходной скорости. У периферии уменьшаются углы потока и их разность — угол поворота $\varepsilon = \beta_2 - \beta_1$, у втулки — наоборот. На периферии поворот потока вообще не нужен (в представленном частном примере), так как заданный напор получается за счет уменьшения расходной скорости.

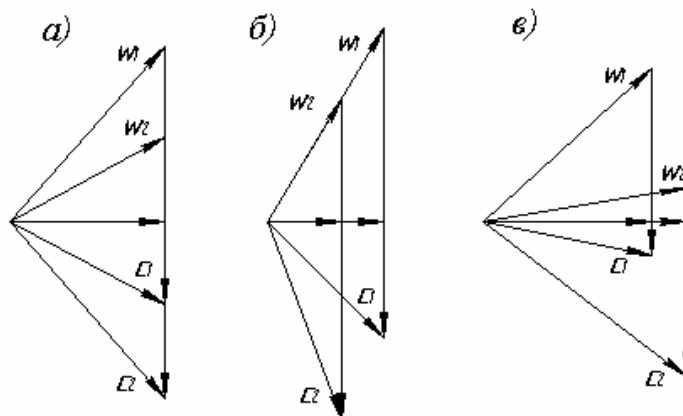


Рис. 2.20. Треугольники скоростей на разных радиусах у ступени с $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$: а — r_p ; б — r_h ; в — $r_{\text{вТ}}$

Рассмотренный способ проектирования широко применяется. Однако при малых втулочных отношениях могут быть проблемы с уменьшением расходной скорости на периферии — она даже может стать отрицательной. Большие углы поворота у втулки вызывают проблемы с обеспечением фактора диффузорности. Замедление на задней поверхности лопаток превосходит допустимые пределы даже с учетом уменьшения относительного шага.

При прочих равных условиях у ступени с $\Omega(r) = 0,50 = \text{const}$ следует ожидать наименьших местных чисел Маха. То есть, такой способ профилирования обычно наиболее пригоден для дозвуковых ступеней, максимально форсированных по окружной скорости. В целом же выбор между тем или иным способом построения пространственного потока нужно делать сопоставлением разных вариантов исполнения ступени на заданные параметры.

2.3.3. Обобщенный закон построения пространственного потока

Выше рассмотрены законы построения потока при $c_u r = \text{const}$ и $c_u/r = \text{const}$, т.е. при $c_u r^1 = \text{const}$ и при $c_u r^{-1} = \text{const}$. Возможно построение пространственного потока при любом значении показателя степени $c_u r^m = \text{const}$ с показателем степени $m = +1, 0 \dots -1, 0$. Каждому значению m соответствует свой закон изменения $c_u = f(r)$ и $c_z = f(r)$.

Принцип получения зависимостей $c_{u1} = f(r)$ и $c_{u2} = f(r)$ показан выше — формулы (2.27), (2.28). Зависимости $c_{z1} = f(r)$ и $c_{z2} = f(r)$ при разных показателях m и степени реактивности на среднем радиусе представлены в монографии [18]. Для примера ниже показаны формулы, по которым можно проводить расчеты при произвольно выбранном $m \leq 1,0$, кроме $m = -1$ и $m = 0$ (для этих случаев применяются другие формулы):

$$\frac{c_{z1}}{c_{zp}} = \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \left(\frac{1-\Omega_p}{\Phi_p} \right)^2 (1-\bar{r}^{-2m}) - \frac{m-1}{m+1} \frac{\Psi_{Гр}}{\Phi_p^2} (1-\Omega_p)(1-\bar{r}^{1-m})},$$

$$\frac{c_{z2}}{c_{zp}} = \sqrt{1 + \frac{m-1}{m} \left(\frac{1-\Omega_p}{\varphi_p} \right)^2 (1-\bar{r}^{-2m}) + \frac{m-1}{m+1} \frac{\Psi_{Tp}}{\varphi_p^2} (1-\Omega_p)(1-\bar{r}^{1-m})}. \quad (2.29)$$

Следует сказать, что неравенство скоростей $c_{z2} \neq c_{z1}$ на всех радиусах, кроме расчетного, при $m < 1,0$ значительно влияет на треугольники скоростей и параметры потока. Для примера на рис. 2.21 приведены треугольники скоростей гомогенной ступени с $\Omega_p = 0,50$, $\varphi_p = 0,70$, и втулочным отношением 0,525 при построении пространственного потока с $m = -1,0$. Фактор диффузорности на расчетном радиусе принят равным $F_{Dp} = 0,45$ у РК и НА. Расчеты выполнены по программе ОДОС-ГП04 [7]. Обратим внимание на то, что на периферии необходимый коэффициент напора достигается при повороте потока всего на 1° — практически только за счет замедления потока. Правда, это замедление велико и соответствующий фактор диффузорности выходит за рекомендованные пределы.

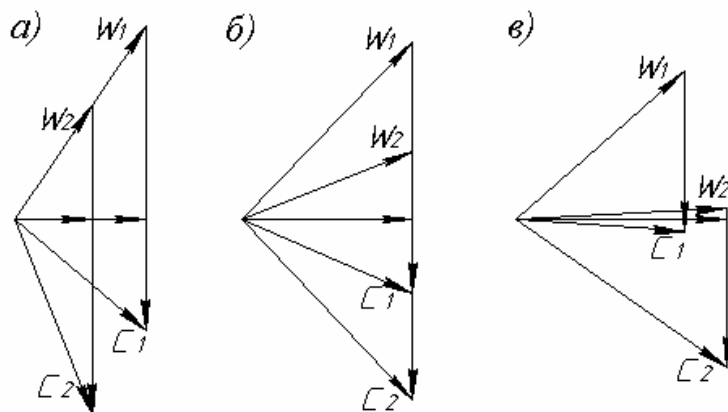


Рис. 2.21. Треугольники скоростей ступени с реактивностью 0,5 и пространственным потоком $\frac{c_u}{r} = \text{const}$: а — r_n ; б — r_p ; в — r_{bt}

На рисунке 2.22 показаны треугольники скоростей той же ступени при построении пространственного потока с $m = 1,0$. Скорость w_1 на периферии в этом случае больше, но замедление не выходит за принятые

пределы. Зато у втулки получается очень большой угол поворота потока в РК и угол выхода потока из РК значительно больше 90° . Для турбинных ступеней это обычно, но компрессорщики стараются избегать столь сильного воздействия на поток и соответствующих сложных пространственных форм лопаток. Напомним, что компрессорные лопатки имеют очень малую толщину в сравнении с турбинными.

Следует признать, что выбор закона построения пространственного потока (фактически — профилирования лопаток по высоте) требует анализа противоположных тенденций. Для получения наилучшего решения возможно принятие переменной величины показателя степени, т.е. $m = f(r) = \text{var}$. Компьютерные программы, используемые в учебном процессе кафедры КВХТ [5,6,7] позволяют сравнить кинематику потока, местные числа Маха и профильные потери при выбранном проектировщиком законе $m = f(r) = \text{var}$.

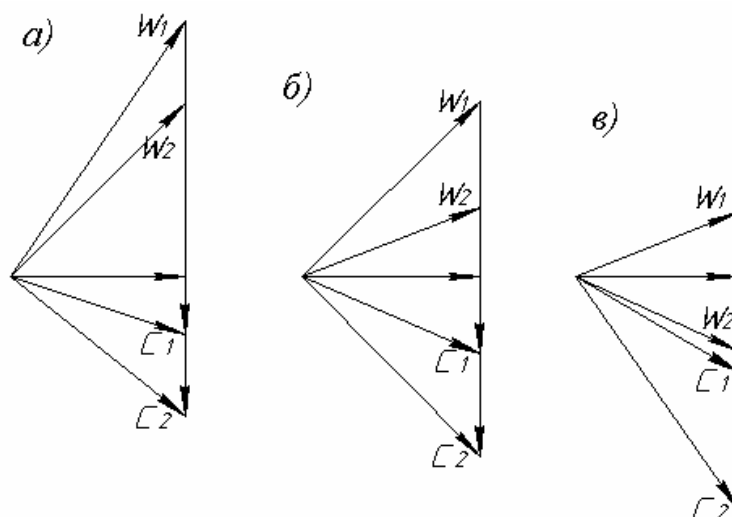


Рис. 2.22. Треугольники скоростей ступени с реактивностью 0,5 и пространственным потоком $c_u r = \text{const}$: а — r_n ; б — r_p ; в — $r_{вт}$

2.4. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОСЕВОЙ СТУПЕНИ

При проектировании многоступенчатого ОК в первую очередь выбираются параметры и определяются размеры первой ступени. На входе в первую ступень газ имеет минимальную температуру (в проточной части газ нагревается при подводе к нему механической энергии). Поэтому здесь

имеют место максимальные значения чисел Маха. Именно на первой ступени следует выбирать окружную скорость с оглядкой на недопустимость превышения значений $M_{кр}$.

Только на первой ступени можно выбрать коэффициент расхода на расчетном радиусе $\varphi = \frac{c_z}{u}$. Далее по проточной части c_z и u будут меняться в связи с изменением плотности газа и выбранной формой проточной части.

Так же во взаимосвязи с уменьшением проходных сечений на последующих ступенях будет увеличиваться втулочное отношение, выбранное на первой ступени.

Итак, только для первой ступени следует выбрать:

– окружную скорость u_n на периферии лопаток;

– втулочное отношение $v = \frac{D_{вт}}{D_n}$;

– коэффициент расхода на расчетном радиусе $\varphi = \frac{c_z}{u}$.

Для всех ступеней, включая первую, следует выбрать:

– степень реактивности $\Omega = 1 - 0,5(\bar{c}_{u2} + \bar{c}_{u1})$;

– способ построения пространственного потока $\bar{c}_u r^m = \text{const}$;

– относительный шаг на расчетном радиусе $\bar{t} = \frac{t}{B}$;

– удлинение лопаток $\bar{l} = \frac{l}{B}$.

Этих параметров достаточно для расчета и профилирования ступени по изложенной выше методике с опорой на диаграмму номинальных режимов Хауэлла. С использованием программ [7] эта задача решается на более высоком уровне, поскольку контроль фактора диффузорности

$F_D = 1 - \frac{w_2}{w_{\max}}$ позволяет рассчитать профильные потери. Кроме того,

использование других эмпирических зависимостей позволяет рассчитать ожидаемые характеристики ступени.

Размеры первой ступени ОК они должны соответствовать заданному массовому расходу компрессора:

$$\bar{m} = \rho_1 f_1 c_{z1} = \rho_1 \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D_{BT}^2) c_{z1} = \rho_1 D_H^2 (1 - \nu) u \varphi, \quad (2.30)$$

где $\nu = \frac{D_{BT}}{D_H}$ — втулочное отношение.

Плотность газа на входе в ступень ρ_1 определяется термодинамическим расчетом входного патрубка, в котором происходит падение полного давления и понижение плотности газа из-за роста скорости. В сечении «1» перед рабочим колесом отношение плотностей по статическим и полым параметрам равно:

$$\frac{\rho}{\rho^*} = \frac{pRT^*}{p^*RT},$$

и так как $T = T^* - \frac{c^2}{2c_p}$, или $\frac{T}{T^*} = 1 - \frac{c_1^2}{2 \frac{k}{k-1} RT_1^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2$.

Тогда плотность газа на входе в РК предстанет функцией скоростного коэффициента:

$$\frac{\rho_1}{\rho_1^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (2.31)$$

где скоростной коэффициент можно представить в виде:

$$\lambda_1 = \frac{c_{z1}}{a_{cr} u} = \varphi \lambda_u. \quad (2.32)$$

Известно, что вблизи значений $\lambda \approx 1,0$ плотность тока ρw меняется мало. То есть, увеличивать λ_1 за пределы $0,80 \div 0,85$ в любом случае не следует, так как большие значения не ведут к заметному уменьшению размеров входа в РК, но повышают числа Маха в проточной части. Это следует иметь в виду при выборе коэффициента расхода при больших окружных скоростях.

Итак, для определения наружного диаметра ступени проектировщику следует выбрать втулочное отношение, коэффициент расхода и окружную скорость.

Окружная скорость. При выборе окружной скорости следует принимать в расчет аэродинамические и прочностные соображения. Чем больше окружная скорость, тем компактнее, легче и менее материалоемок компрессор. Однако при повышении окружной скорости механические нагрузки возрастают пропорционально ее квадрату. Одновременно при приближении к $M_{кр}$ снижается максимальный КПД и зона работы ОК.

Использование окружной скорости на расчетном радиусе было удобно для выполнения первого этапа профилирования ступени. При решении других аэродинамических и механических вопросов следует оперировать окружной скоростью на периферии (на наружном диаметре):

$$u_n = u \left(\frac{r_n}{r} \right), \quad (2.33)$$

здесь параметры на расчетном радиусе без индекса.

Отношение наружного радиуса к расчетному определяется выбором последнего. При среднеарифметическом и среднеквадратичном радиусах эти отношения равны соответственно:

$$\frac{r_n}{r} = \frac{2}{1+v}, \quad \frac{r_n}{r} = \sqrt{\frac{2}{1+v^2}}. \quad (2.34)$$

Авторами [7] выполнен расчетный анализ предельных значений условного коэффициента скорости $\lambda_{u_{ncrit}} = \frac{u_n}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*}}$, при которых на

профилях лопаток РК и НА достигается скорость звука. Величина местной максимальной скорости определялась с помощью фактора диффузорности на 20-ти радиусах между r_n и $r_{вт}$. Величина коэффициента скорости считалась критической, при $\lambda_{w_{max}} = 1,0$ на любом из радиусов в РК или в НА. При этом:

- во всех случаях принято значение фактора диффузорности $F_D = 0,45$ для РК и НА — на среднем радиусе при расчетной производительности;

- относительный шаг решетки РК на среднем радиусе принят равным единице;

- сопоставляются ступени со степенью реактивности $\Omega = 0,5$ и $1,0$

при построении пространственного потока по закону $c_{ur} = \text{const}$ в диапазоне втулочных отношений $v = 0,5 \div 0,9$ и коэффициентами расхода на расчетном радиусе $\varphi_p = 0,25 \div 0,80$.

При рассмотрении результатов по расчету предельных значений $\lambda_{u \text{ крит}}$, при которых местные скорости потока нигде не превосходят скорость звука (рис. 2.23) отметим, что у ступеней с $\Omega = 1,0$ максимальная местная скорость имеет место на периферии лопаток РК. В то же время что у ступеней с $\Omega = 0,5$ максимальная местная скорость имеет место у корня лопаток направляющего аппарата. Это различие (не принимается во внимание при простейшем сравнении кинематики ступеней с различной реактивностью) предопределяет различие в характере зависимостей $\lambda_{u \text{ крит}} = f(\varphi_p, v)$ у ступеней с разной реактивностью. Как и полагается, у ступени с $\Omega = 0,5$ максимальная местная скорость достигает скорости звука при более высоких $\lambda_{u \text{ крит}}$.

При увеличении втулочного отношения у ступеней с реактивностью 1,0 критический коэффициент скорости быстро уменьшается из-за роста нагрузки периферийных сечений РК. У ступеней с реактивностью 0,5 зависимость $\lambda_{u \text{ крит}} = f(v)$ выражена не так сильно, и имеет разный характер при разных φ_p .

Как и полагается, вне зависимости от степени реактивности коэффициенты теоретического напора на наружном диаметре возрастают с ростом втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода. При этом у ступеней с большей реактивностью коэффициенты напора больше.

Однако это далеко не компенсирует низкий уровень $\lambda_{u \text{ крит}}$, поэтому предельное отношение давлений дозвуковых ступеней у них заметно меньше, чем у ступеней с реактивностью 0,5 (рис. 2.24). Отметим, что у ступеней с реактивностью 1,0 наибольшее отношение давлений достигается при расчетном коэффициенте расхода 0,5. У ступеней с реактивностью 0,5 предельное отношение давлений тем больше, чем меньше расчетный коэффициент расхода. В данном случае превалирует роль $\lambda_{u \text{ крит}}$. Следует так же иметь в виду роль коэффициента полезного

действия, который во всех случаях оказывается заметно меньше у ступеней с большей реактивностью.

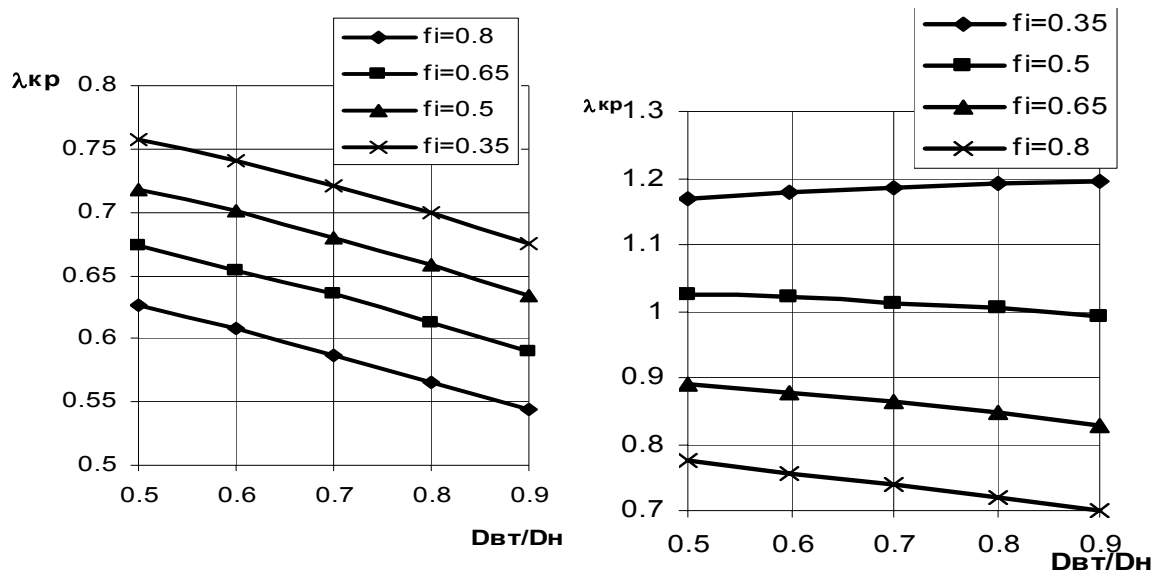


Рис. 2.23. Влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на критическое значение коэффициента скорости $\lambda_{u_{crit}}$. Показатель изоэнтропы $k=1,4$. Пространственный поток $c_{u^*}r = \text{const}$: слева — $\Omega = 1,0$; справа — $\Omega = 0,5$

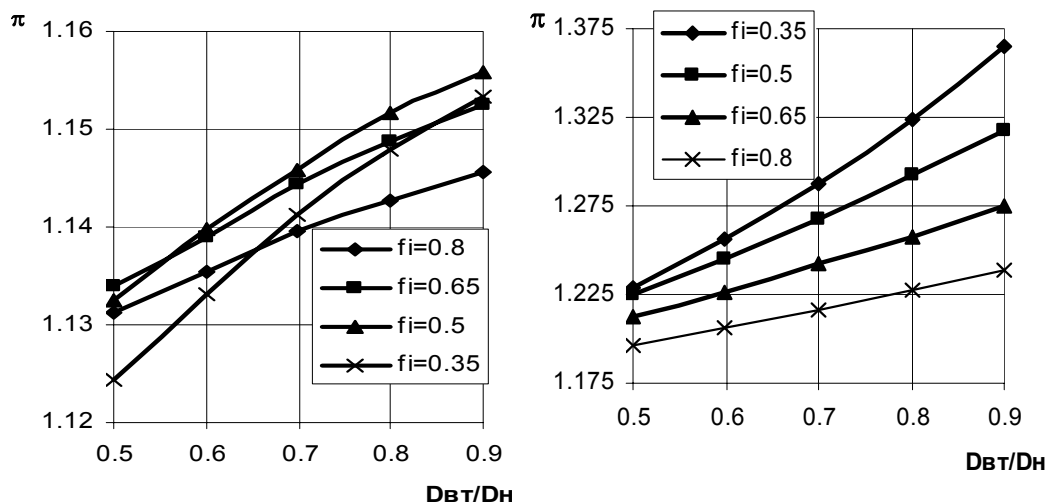


Рис. 2.24. Влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на отношение давлений Π при критическом значении коэффициента скорости $\lambda_{u_{crit}}$. Показатель изоэнтропы $k = 1,4$. Пространственный поток $c_{u^*}r = \text{const}$: слева — $\Omega = 1,0$; справа — $\Omega = 0,5$

Из приведенных данных следует, например, что при умеренном коэффициенте расхода $\varphi = 0,65$ и втулочном отношении 0,50 ступень с реактивностью 0,5 при $\lambda_{u_{ncrit}} = 1,025$ могла бы иметь окружную скорость $u_n = 318$ м/с, работая на воздухе при $T_a = 288K$. Следует иметь в виду, что дозвуковым течение является на расчетном режиме. При работе с большим расходом скорости возрастают. В этой части характеристики работа ступени станет неэффективной. Вероятно, выбор более благоприятного способа построения пространственного потока позволил бы повысить окружную скорость u_{ncrit} .

Втулочное отношение. Наружный диаметр ступени D_n может быть тем меньше, чем меньше втулочное отношение $v = \frac{D_{вт}}{D_n}$. Стремление минимизировать размеры ОК, а, стало быть, и его вес, понятно применительно ко всем типам машин, и особенно если речь идет об ОК газотурбинных двигателей летательных аппаратов.

Следует иметь в виду, что диаметр втулки первой ступени должен быть достаточен для размещения замков лопаток рабочего колеса, и не может быть меньше диаметра подшипникового узла, на который опирается ротор.

Однако главные соображения связаны с влиянием втулочного отношения на рабочий процесс ступени. Чем меньше втулочное отношение и больше коэффициент напора, тем больше местные скорости потока у корня и периферии лопаток. Это ограничивает предельную окружную скорость, при которой течение остается дозвуковым. Путем несложного анализа убедимся, что при заданном диаметре РК и заданных параметрах на входе предельная производительность дозвукового ОК определяется значением $\bar{\Phi}_{пред} = \Phi \lambda_{u_{ncrit}}$. Значение $\bar{\Phi}_{пред}$ следует рассматривать в качестве безразмерного коэффициента предельно возможной производительности дозвуковых ступеней:

$$\begin{aligned} \bar{m}_{\text{пред}} &= \Phi \rho_1^* \frac{\pi}{4} D_n^2 u_{\text{нпред}} = \Phi \rho_1^* \frac{\pi}{4} D_n^2 \lambda_{u \text{нcrit}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*} = \\ &= \bar{\Phi}_{\text{пред}} \rho_1^* \frac{\pi}{4} D_n^2 \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*} \end{aligned}$$

Для рассмотренных выше ступеней влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на предельный безразмерный расход показано на рис. 2.25.

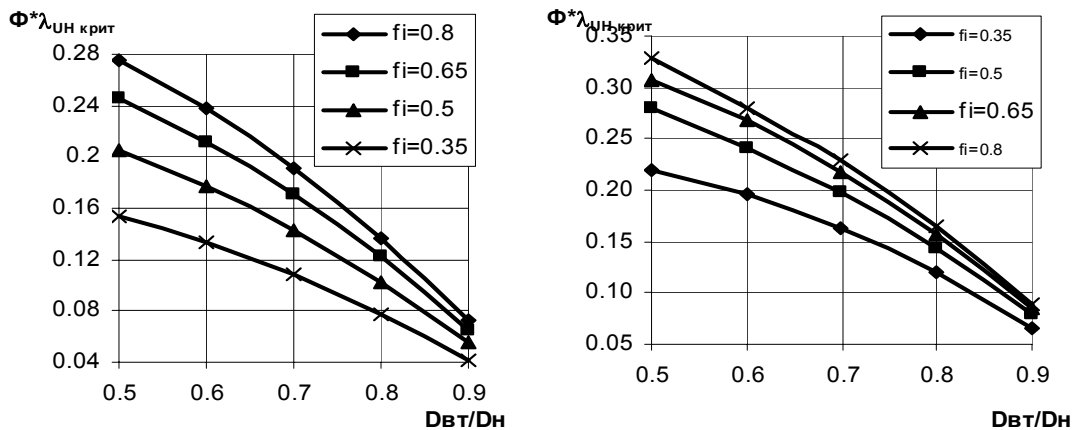


Рис. 2.25. Влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на предельный безразмерный расход $\bar{\Phi}_{\text{пред}} = \Phi \cdot \lambda_{u \text{нcrit}}$. Показатель изоэнтропы $k=1,4$. Пространственный поток $c_{u,r} = \text{const}$: слева — $\Omega = 1,0$; справа — $\Omega = 0,5$

Как оказалось, для обоих типов ступеней определяющим является величина коэффициента расхода, а не критический коэффициент скорости. Безразмерный расход уменьшается с увеличением втулочного отношения и с уменьшением расчетного коэффициента расхода, хотя при меньших коэффициентах расхода допустимая окружная скорость больше. В силу меньших значений $\lambda_{u \text{нcrit}}$ предельная производительность ступеней с $\Omega = 1,0$ меньше при прочих равных условиях.

Анализ пространственного потока показывает, что при $v < 0,50$ форма треугольников скоростей у корня и на периферии лопаток становится неблагоприятной во всех случаях, поэтому приведенные выше расчеты сделаны при $v \geq 0,50$.

Если добиваться наибольшей производительности ступени, или наименьшего диаметра РК при заданном расходе, то следует выбирать втулочное отношение равным 0,50, или немного больше. При этом следует иметь в виду влияние втулочного отношения на повышение давления в ступени — рис. 2.24. Здесь ситуация противоположная. При большом втулочном отношении напорность ступеней заметно больше.

Коэффициент расхода. Известно, что выбор больших значений расчетного коэффициента расхода не только способствует уменьшению размеров проточной части, но и обеспечивает больший коэффициент напора. Однако при прочих равных условиях скорости в проточной части тем больше, чем больше коэффициент расхода. Это уменьшает λ_{crit} , т.е. окружную скорость, при которой местные скорости в ступени не превышают скорость звука. И если, например, у ступени с $\Omega = 0,5$ при $\varphi_p = 0,80$ производительность максимальная (рис. 2.25), то повышение давления — минимальное (рис. 2.24).

Следует иметь в виду так же и возможное влияние выбранного коэффициента расхода на КПД (рис. 2.26). КПД ступеней с реактивностью 1,0 растет с ростом расчетного коэффициента расхода (в исследованном диапазоне). При $\varphi_p < 0,65$ падение КПД становится очень сильным, и при $\varphi_p = 0,25$ расчеты предсказывают практически неприемлемый КПД для осевых ступеней. Это связано с тем, что при малых коэффициентах расхода получаются малые углы установки лопаток РК. Это сопровождается ростом коэффициента потерь*.

* КПД рассчитаны по эмпирическим формулам Хауэлла (потери на ограничивающих поверхностях) и Либляйна (профильные потери), основанным на данных испытаний лопаточных решеток в аэродинамических трубах. По мнению отечественных специалистов, для оценки КПД реальных ступеней эти формулы следует откорректировать в сторону уменьшения потерь напора (повышения КПД).

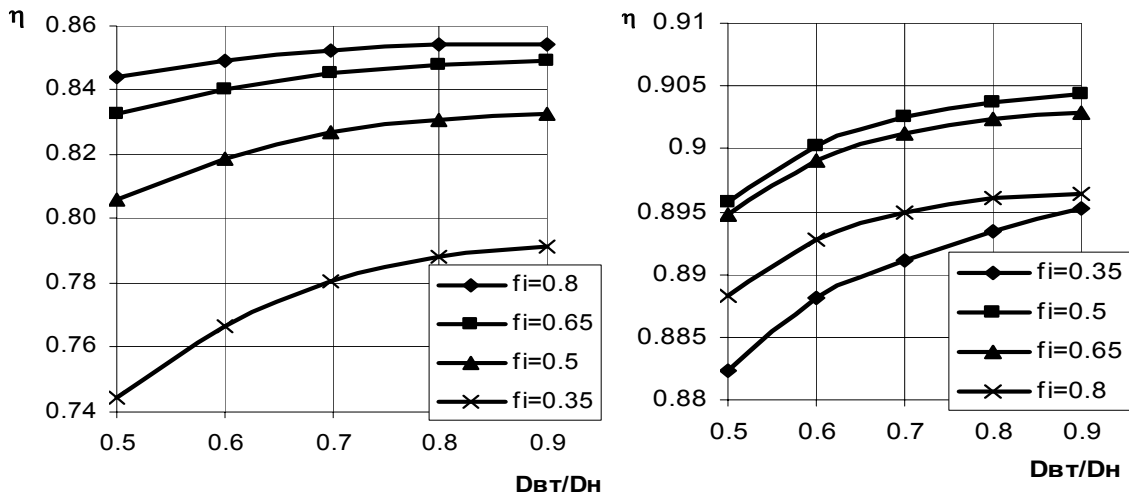


Рис. 2.26. Влияние втулочного отношения и расчетного коэффициента расхода на КПД ступеней. Показатель изоэнтропы $k = 1,4$. Пространственный поток $c_{tr} = \text{const}$: слева — $\Omega = 1,0$; справа — $\Omega = 0,5$

Рекомендуемые значения параметров первой ступени ОК.

Окружная скорость u_n . Обычно механическая прочность лопаточных аппаратов не ограничивает окружные скорости дозвуковых ступеней, так как у сверхзвуковых ступеней она может значительно превышать 400 м/с, а критические числа M достигаются при значительно меньших u_n . В некоторых случаях окружная скорость ограничена конструктивно. Например, энергетические ГТД не могут иметь скорость вращения более 3000 об/мин (при частоте переменного тока 50 Гц). Если выбрать для ОК такой газовой турбины окружную скорость $u_n = 300$ м/с, то наружный диаметр ступени $D_n = \frac{60u_n}{\pi n} \approx 1,9$ м. Такой диаметр мог бы иметь осевой компрессор ГТД очень большой мощности — 200–250 МВт. У ГТД меньшей мощности приходится вынужденно идти на меньшую окружную скорость, определяемую рациональным наружным диаметром ОК.

При свободном выборе скорости вращения ОК решающими являются газодинамические соображения. Требования надежности, срока службы, стоимости изготовления лопаток РК так же должны приниматься во внимание. В любом случае следует избегать выбора окружной скорости на границе, где местные скорости достигают скорости звука:

$$u_{нcrit} = \lambda_{u_{нcrit}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{нач}^*} . \quad (2.35)$$

Даже если при этой предельной скорости не пострадает КПД ступени на расчетном режиме, то неизбежно ее характеристика будет узкой, особенно при $\bar{m} > \bar{m}_p$. Значения $u_{нcrit}$ в зависимости от параметров проектирования для некоторых частных случаев рассмотрены выше и представлены на рис. 2.22. Для каждого конкретного задания на проектирование следует провести варианты расчеты, в том числе и для определения $u_{нcrit}$. Для дозвуковых ОК, работающих на атмосферном воздухе, при выборе наиболее «махоустойчивых» параметров ступени $u_{нcrit}$ не превышает 320÷330 м/с.

Втулочное отношение v . Влияние этого параметра подробно рассмотрено выше. По мнению западных экспертов [11] сейчас наблюдается тенденция перехода на большие втулочные отношения, чем было принято несколько десятилетий назад — пример приведен на рис. 2.27. То есть, сейчас отдается предпочтение более высокому КПД и напору ступеней в ущерб их радиальным размерам.

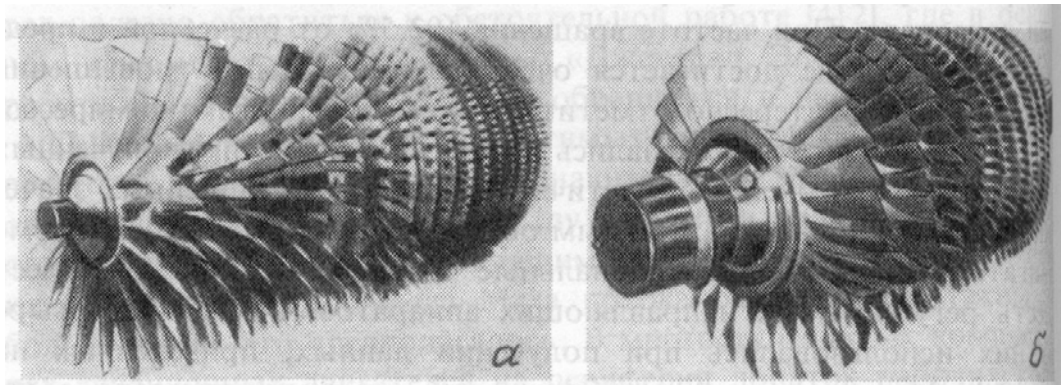


Рис. 2.27. Сравнение роторов компрессоров:

- а* — компрессор двигателя конца 1950 гг с $\pi = 12,5$, 17 ступеней;
- б* — компрессор двигателя начала 1980 гг с $\pi = 22$, 10 ступеней

В любом случае, при $v < 0,50$ трудно, практически нельзя обеспечить хорошее обтекание лопаток у втулки и периферии. К тому же уменьшение втулочного отношения $v < 0,50$ сравнительно слабо влияет

на радиальные размеры. Скажем, если сравнивать варианты с одинаковым проходным сечением, то наружный диаметр D_n при приемлемом втулочном отношении $\nu = 0,50$ больше всего на 2%, чем при проблемном значении $\nu = 0,45$.

Коэффициент расхода φ . Представленные на рис. 2.22–2.26 результаты расчетного анализа показывают желательность, и опасность выбора высоких значений коэффициента расхода для ступеней с реактивностью 0,50. В рассмотренном частном случае при $\varphi = 0,80$ КПД на 1% ниже, чем при оптимальном $\varphi = 0,65$. Напротив, при $\Omega = 1,0$ наибольший коэффициент расхода обеспечил максимальный КПД.

При наивысших допустимых окружных скоростях у ступени с $\Omega = 0,50$ большие значения коэффициента расхода уменьшают развиваемое отношение давлений. У ступени с $\Omega = 1,0$ зависимость $\Pi_{\text{пред}} = f(\varphi)$ более сложная — рис. 2.24. При стремлении уменьшить радиальные размеры считается возможным принимать $\varphi = 0,70 \div 0,75$. Выбор и этого параметра нужно проверить вариантными расчетами.

Выбор степени реактивности. Выбор рассматриваемых ниже параметров касается всех ступеней ОК, включая первую.

Для первых ступеней дозвуковых ОК, форсированных по окружной скорости, оптимальным выбором является реактивность $\Omega = 0,50$. При конструктивно ограниченной окружной скорости применение ступеней с $\Omega > 0,50$ позволит уменьшить число ступеней, так как при прочих равных условиях ступени с большей реактивностью имеют более высокий коэффициент напора. Это вытекает как из диаграммы номинальных режимов Хауэлла, так и из расчетов лопаточных решеток с оптимальным фактором диффузорности [1].

В многоступенчатых компрессорах могут применяться ступени с разной реактивностью. Например, после первых ступеней с реактивностью 0,50 могут быть установлены ступени с большей реактивностью для получения больших коэффициентов напора и уменьшения числа ступеней. Так как после первых ступеней температура газа повышена, числа M в проточной части уменьшаются от входа к выходу. Поэтому применение ступеней с $\Omega > 0,50$ не вызовет превышения критических значений чисел

Маха.

Выбор способа построения пространственного потока $\bar{c}_u r^m = \text{const}$.

Особенности пространственного потока с постоянной циркуляцией $\bar{c}_u r^m = \text{const}$, $m = +1, 0$ и с постоянной реактивностью, равной 0,50, т.е.

$\frac{c_u}{r} = \text{const}$, $m = -1, 0$ рассмотрены выше.

Первый способ вполне эффективен при умеренных λ_{un} и больших втулочных отношениях. Второй может дать лучшие результаты в ступенях с λ_{un} , приближающимся к критическим.

При этом следует помнить, что сделанный выше анализ треугольников скоростей (рис. 2.20) с пространственным потоком

$\frac{c_u}{r} = \text{const}$ носил приближенный характер, а именно, не принималось во

внимание неравенство расходных составляющих скорости $c_{z1} \neq c_{z2}$ на радиусах, отличных от расчетного. Примеры более корректного анализа на частных примерах — рис. 2.21 — показывают возможные проблемы с применением профилирования с $m = -1, 0$. Применение профилирования с переменным показателем степени по радиусу лопатки $m = f(r) = \text{var}$ может дать положительные результаты. Компьютерная программа [8] дает возможность оптимизации пространственного потока в интерактивном режиме.

Выбор относительного шага лопаток РК на расчетном радиусе

$\bar{t} = \frac{t}{B}$. Чем меньше относительный шаг решетки, тем больший

коэффициент напора может быть получен на номинальном (расчетном) режиме ступени в соответствии с диаграммой Хауэлла, и по расчетам с оптимальным значением фактора диффузорности тоже — рис. 2.16, представленный выше. Лопаточная решетка с большим и малым относительным шагом показана на рис. 2.28.

Понятно, что при малом относительном шаге больше потери трения. При этом, в соответствии с эмпирической формулой С. Либляйна (2.19), возрастает коэффициент профильных потерь. Известная зависимость потери КПД от коэффициентов потерь и теоретического напора

$\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\Psi_T} \bar{w}_1^2$ и их зависимость от относительного шага позволяет

оптимизировать лопаточную решетку по величине \bar{t} численно, для ступени с конкретными параметрами. В качестве общей рекомендации на основании опыта проектирования считается целесообразным принимать для первых и последних ступеней ОК относительный шаг $\bar{t} \approx 1,0$. У промежуточных ступеней густота лопаточных решеток может быть большей. Относительный шаг может быть уменьшен до $\bar{t} \approx 0,70$. Основанием для такой рекомендации служит следующее.

Лопаточные решетки с большим относительным шагом меньше отклоняют поток на расчетном режиме и менее чувствительны к высоким числам M . Это важно для первых ступеней. У этих же ступеней самое маленькое втулочное отношение с неблагоприятным обтеканием корневых и периферийных сечений лопаток. Уменьшение нагрузки лопаток на расчетном радиусе уменьшает нагрузку в проблемных сечениях.

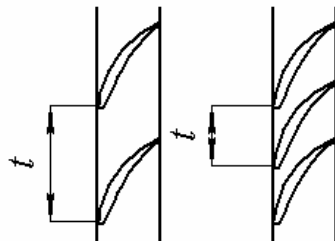


Рис. 2.28. Лопаточная решетка с большим и малым относительным шагом

КПД концевых ступеней может быть пониженным из-за малой высоты лопаток. При этом могут возрасти потери в радиальном зазоре и потери на ограничивающих поверхностях. При изменении массового расхода объемный расход на последних ступенях меняется наиболее сильно. Поэтому концевые ступени должны иметь наиболее широкие характеристики. Ступени с большим относительным шагом имеют более широкие характеристики. Принятие большого относительного шага снижает долю напора, подводимого концевыми ступенями с пониженным КПД. Это повышает КПД компрессора в целом. Промежуточные ступени наименее проблемные. От них можно ожидать наибольшего КПД. Здесь

коэффициенты напора следует повысить, для чего можно применить лопаточные аппараты с относительным шагом в пределах от менее 1,0, до 0,70.

Более густые лопаточные решетки считаются неэффективными. В ряде конкретных случаев можно применять редкие лопаточные решетки с относительным шагом более 1,0.

Выбор удлинения лопаток $\bar{l} = \frac{l}{B}$. Длина лопаток $l = r_{\text{н}} - r_{\text{вт}}$

определяется размерами проточной части, поэтому выбор того или иного удлинения равнозначен выбору размера хорды:

$$B = \frac{r_{\text{н}} - r_{\text{вт}}}{l/B}. \quad (2.36)$$

Понятно, что выбор большого удлинения лопаток сокращает осевую протяженность проточной части группы из i ступеней, равной $L_{\text{пч}} = \sum_1^i (B + B_z)_{\text{РК}} + (B + B_z)_{\text{НА}}$. Здесь B_z — осевой зазор между лопатками РК и НА. Это сокращает размеры, вес и материалоемкость компрессора. Одновременно уменьшается поверхность трения поверхностей корпуса и ротора, что должно способствовать повышению КПД.

Однако, прочность лопаток РК в поле центробежных сил (растяжение) и под воздействием аэродинамической нагрузки (изгиб) требует определенной величины момента сопротивления корневого сечения лопаток. Короткие лопатки прочнее, и частота их собственных колебаний выше. Поэтому выбор той или иной величины удлинения, т.е. хорды лопатки, обычно есть компромисс между конструктивными, прочностными и газодинамическими требованиями.

У известных дозвуковых компрессоров первые ступени имеют удлинения лопаток РК $l/B = 2,5 \div 2,5$. С ростом номера ступени абсолютную величину хорды уменьшают, но уменьшение высоты лопаток происходит быстрее. У концевых ступеней ОК со значительным отношением давлений удлинение снижается до $l/B = 1,0 \div 1,5$. В некоторых случаях ступени могут иметь $l/B < 1,0$.

Малые удлинения ведут к снижению КПД из-за роста потерь на ограничивающих поверхностях. Принятие малых l/B на последних

ступенях вызывается желанием не слишком уменьшать абсолютную величину хорды лопаток и чрезмерно увеличивать число лопаток. Число лопаток z с известной длиной $l = r_{\text{н}} - r_{\text{вт}}$ определяется величиной относительного шага t/B и удлинения l/B . Например, при среднеарифметическом расчетном радиусе:

$$z = \frac{2\pi r_{\text{ср}}}{t} = \frac{\pi(r_{\text{н}} + r_{\text{вт}})}{\frac{t}{B} \frac{l}{B}} = \frac{\pi(r_{\text{н}} + r_{\text{вт}})}{\frac{t}{B}(r_{\text{н}} - r_{\text{вт}})} \frac{l}{B}. \quad (2.37)$$

Согласно данным Д.Стюарта [16] при $\text{Re}_w = \frac{wB}{\mu} \rho < 2 \cdot 10^5$ продувка

плоских решеток демонстрирует рост потерь и уменьшение отклоняющей способности — рис. 1.34.

В проточной части ТК поток сильно турбулизирован в результате взаимодействия с предшествующими элементами проточной части. Фактическое поведение потока соответствует числу Рейнольдса, большему, чем по стандартной формуле. Это несоответствие устраняется введением эмпирического коэффициента $\Phi_T > 1,0$. Хорда лопаток не должна быть меньше величины, при которой течение в ступени станет ламинарным. То есть должно быть выполнено условие:

$$\text{Re}_w \geq \Phi_T \frac{wB}{\mu} \rho,$$

откуда

$$B \geq 2 \cdot 10^5 \frac{\mu}{\Phi_T \rho w} \text{ (м)}. \quad (2.38)$$

По данным в [16] значение фактора диффузорности возрастает от первой к последующим ступеням и в соответствии с этим может изменяться в весьма широких пределах $\Phi_T = 1,2 \div 2,5$.

Итак, при выборе удлинения лопаток следует руководствоваться:

- стремлением к уменьшению осевой протяженности проточной части и снижению потерь на ограничивающих поверхностях;
- необходимостью обеспечить статическую и динамическую прочность лопаток;
- нежелательностью иметь слишком большое число лопаток с

малыми абсолютными размерами;

– необходимостью гарантировать турбулентный режим течения по соотношению (2.38).

2.5. ПОСТРОЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ЛОПАТОК

В процессе расчета пространственного потока получены треугольники скоростей на ряде радиусов по высоте лопаток. Достаточным считается получить треугольники скоростей на 20-ти радиусах. Эта информация достаточна для построения профилей лопаток на выбранных радиусах, а именно:

Относительный шаг лопаточной решетки. Абсолютный шаг увеличивается пропорционально радиусу, а относительный шаг зависит от принятого закона изменения хорды по радиусу:

$$\bar{t} = \frac{t}{B} = \frac{2\pi r}{zB}. \quad (2.39)$$

Для поддержания оптимальной густоты логично уменьшать хорду лопаток у корня, увеличивая ее на периферии. В некоторых случаях так делают, однако такое решение существенно затрудняет обеспечение статической и динамической прочности лопаток. У большинства известных ОК хорда по высоте лопаток не меняется, т.е. равна значению на расчетном радиусе.

Входной и выходной угол лопатки. При построении диаграммы номинальных режимов Хауэлла [16] использовались данные по лопаточным решеткам, номинальный угол атаки которых не выходил за пределы $\pm 5^\circ$. Практически пригодное решение:

$$i_1^* = 0, \quad \beta_{л1} = \beta_1^*. \quad (2.40)$$

При определении выходного угла лопаток нужно учесть угол отставания, который можно рассчитать с учетом условия (2.40) по формуле (2.14)

Итак:

$$\beta_{л2} = \beta_2^* + \Delta\beta^*. \quad (2.41)$$

Форма средней линии профиля. По мнению авторитетных

специалистов, форма средней линии профилей у дозвуковых лопаточных решеток не оказывает существенного влияния на их аэродинамические свойства. Достаточно распространенным является формирование средней линии одной, или двумя дугами окружности — рис. 2.29:

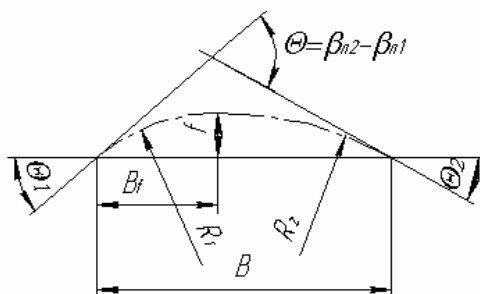


Рис. 2.29. Средняя линия профиля, образованная двумя дугами окружности

Форма профилей. Исходным является форма того или иного симметричного крылового профиля, отработанного и испытанного в аэродинамических трубах. На рис. 2.30 сопоставлены три профиля, разработанные исходя из разных требований (более подробно — в [11]).

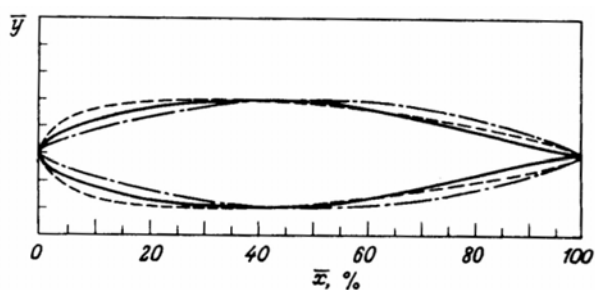


Рис. 2.30. Сравнение формы профилей трех типов (относительная толщина завышена для наглядности сопоставления):
 сплошная линия — профиль NASA-65; штриховая линия — профиль С-4; штрихпунктирная линия — профиль DCA;
 \bar{x} — расстояние в % от длины хорды; \bar{y} — относительная толщина профиля

Профиль NASA-65 разработан для крыльев, поэтому с целью уменьшения потерь трения его форма способствует максимальному

затягиванию перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный. Цифра «5» в названии профиля означает, что пограничный слой остается ламинарным до половины хорды. Несмотря на то, в турбокомпрессорах существует начальная турбулентность и пограничный слой на лопатках практически целиком турбулентный, такие профили небезуспешно применяются в ОК.

Профиль С-4 имеет утолщенную переднюю кромку и нашел широкое применение в низкоскоростных ОК.

Поверхности профиля DCA образованы дугой окружности. Он симметричен относительно середины хорды, максимальная толщина соответствует 0,5В. Такие профили применяют при трансзвуковых скоростях.

На рис. 2.30 относительная толщина профилей преувеличена для наглядности сопоставления их формы. На рис. 2.31 эти профили показаны в составе компрессорных решеток, имея реальные соотношения размеров.

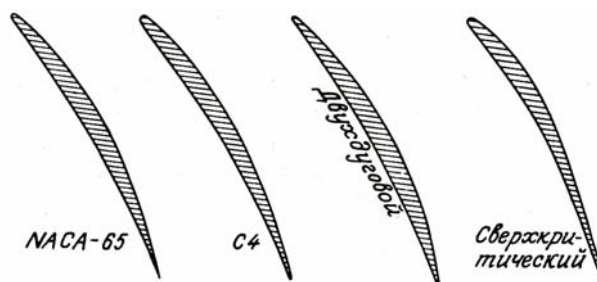


Рис. 2.31. Профили с одинаковым поворотом потока. $\alpha_1=42,6^\circ$, $\alpha_2=22,5^\circ$
[11]

Для приближения к условию равнопрочности, толщина профилей уменьшается от корня лопатки к периферии. Средние значения:

- у корня до $\bar{d}_{\max} = 0,10-0,12$;
- на среднем расчетном радиусе $\bar{d}_{\max} \approx 0,050$;
- на периферии $\bar{d}_{\max} \approx 0,025$.

Опытные данные показывают, что выбор того или иного из известных крыловых профилей мало влияет на характеристики ступеней.

Совмещение профилей лопаток, рассчитанных на разных радиусах.

Пространственная форма лопаток. Для формирования лопатки профили на отдельных радиусах нужно совместить. Наиболее распространенный прием заключается в том, что центры тяжести сечений (профилей) нанизываются на прямую линию — ось лопатки. Ось лопатки может совпадать с радиусом, или чуть наклоняться в сторону, противоположную вращению ротора — рис. 2.32. Наклон оси лопатки компенсирует нагрузку лопатки аэродинамическими силами. В результате изгибные напряжения можно существенно уменьшить.

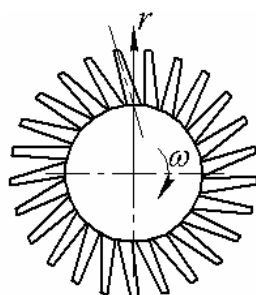


Рис. 2.32. РК с лопатками, ось которых отклонена от направления радиуса

Изложенное соответствует «классическому» подходу к проблеме, не учитывающему существенного отличия картины течения на поверхностях корпуса и ротора, которые ограничивают лопаточные решетки по высоте. Пространственные пограничные слои (иначе — наличие вторичных течений) существенно меняют величину и направление скоростей по сравнению с рассмотренными выше законами изменения $c_z = f(r)$, $c_u = f(r)$, соответствующими той или иной схеме пространственного течения. Сейчас исследователи и инженеры уделяют много внимания снижению потерь в пристеночных областях. «Подстройка» формы лопаток приводит к существенному изменению формы лопаток по сравнению с классической именно в этих областях — лопатки типа “end-bends”. По данным из [11], это приводит к заметному улучшению характеристик ОК — рис. 2.33.

На рис. 2.34 показан современный турбовентиляторный двигатель. Обращает внимание форма лопаток рабочего колеса вентилятора. В данном случае превалируют соображения снижения шума — форма входных кромок в меридиональной плоскости приближается к форме стреловидных крыльев.

Так как лопатки НА не испытывают воздействия центробежных сил, их пространственная форма может выбираться без оглядки на соображения прочности. По данным исследователей ЦИАМ (Москва) если проекцию входной кромки лопаток НА на радиальную плоскость изогнуть по дуге окружности в сторону поверхности разрезания, это приведет к уменьшению шума и потерь напора.

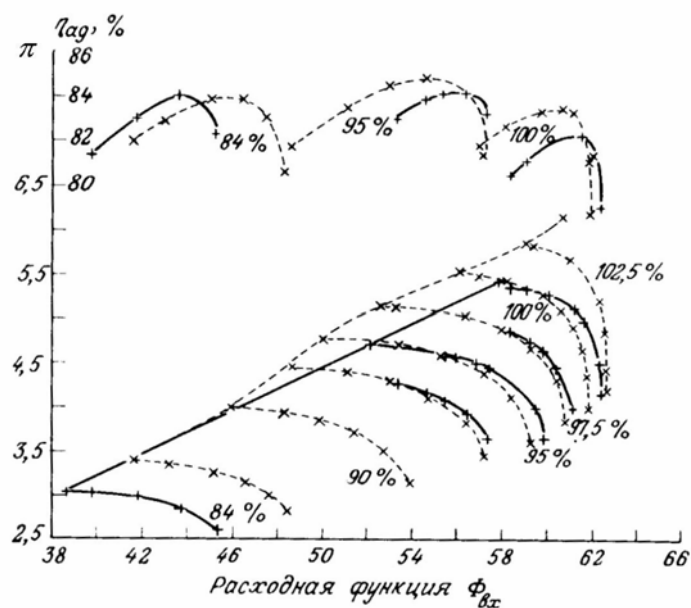


Рис. 2.33. Влияние модификации формы лопаток в пристеночных зонах (подогнутые концы) на характеристики шестиступенчатого компрессора. Модифицировались лопатки всех ступеней. Частота вращения дана в % от номинальной величины. Сплошная линия — прямые лопатки; штриховая с крестиками — лопатки с подогнутыми концами

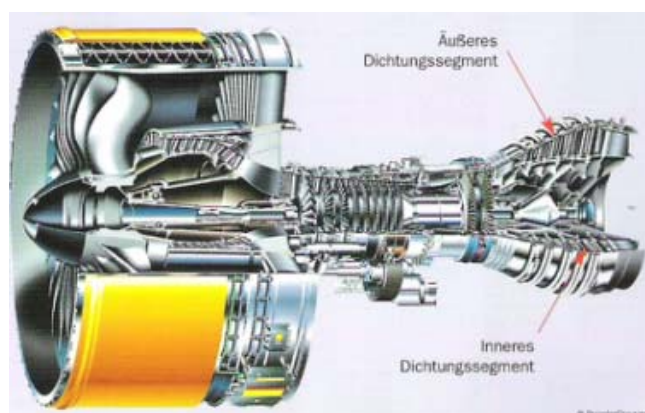


Рис. 2.34. Современный турбовентиляторный двигатель

2.6. РАЗЛИЧИЕ В УСЛОВИЯХ РАБОТЫ ПЛОСКИХ РЕШЕТОК И ЛОПАТОЧНЫХ РЕШЕТОК РЕАЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ

В качестве основы анализа и формирования метода профилирования выше была использована гомогенная ступень, в которой невязкий поток движется по цилиндрическим поверхностям. Из курса «Теория турбомашин» известно, что если поток движется по цилиндрическим поверхностям, то силы инерции, действующие на частицы газа такие же, как и в плоской неподвижной решетке. На этом основана вся практика применения экспериментальных данных по продувке плоских решеток.

Из уравнения неразрывности следует, что проходные сечения проточной части должны уменьшаться по мере движения газа по проточной части:

$$\bar{m} = \rho c_z F = \rho c_z \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{вт}^2) = \text{const}.$$

Уменьшение проходного сечения достигается уменьшением наружного или внутреннего диаметров, или обоих. Таким образом, в реальной ступени движение происходит по коническим поверхностям. Вместе с проявлением вязкости это вызывает следующие различия течения в сопоставляемых объектах:

1. Форма профиля лопатки, составленной из профилей плоских решеток, искажается при пересечении конической поверхностью — рис. 2.35.

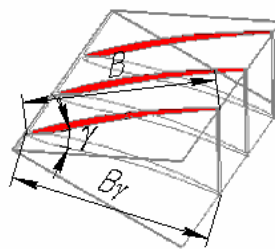


Рис. 2.35. Искажение формы профиля при пересечении лопатки конической поверхностью

Хорда профиля на конической поверхности больше:

$$B_\gamma = \frac{B}{\cos \gamma}. \quad (2.42)$$

При этом относительная толщина, относительный шаг и пр. не соответствуют значениям, использованным в расчетах.

2. Углы лопаток не равны углам лопаток при их пересечении цилиндрической поверхностью. Различие тем больше, чем больше угол γ наклона конической поверхности:

$$\sin \beta_{\text{л}\gamma} = \frac{\sin \beta_{\text{л}}}{\cos \gamma}. \quad (2.43)$$

Понятно, что при отличии фактических углов лопатки от рассчитанных будут отличными углы атаки, и т.п.

2. Если газ движется по коническим поверхностям, то меняется расстояние от центра и в относительном движении в лопаточных решетках РК появляется кориолисова сила, не имеющая места при продувке плоских решеток.

4. При продувке плоских решеток вязкость вызывает профильное сопротивление, что находит отражение в измеренной величине профильных потерь и представлено на характеристике решетки в виде зависимости коэффициента силы профильного сопротивления от угла атаки $C_{w\text{пр}} = f(i)$. Потери на ограничивающих поверхностях учитываются довольно примитивными эмпирическими формулами.

В действительности вязкость проявляется не только в возникновении потерь, но и через влияние на характер течения. Речь идет, в частности, о вторичных течениях на ограничивающих поверхностях и на профилях лопаток.

Необходимость испытания кольцевых решеток и модельных ступеней ОК. Перечисленные отличия не могут быть полностью учтены расчетным путем. Влияние геометрических различий реальной и гомогенной ступеней и часть более сложных проявлений вязкости могут быть учтены при испытании кольцевых решеток в аэродинамических трубах. Кольцевая решетка — это копия реальной лопаточной решетки РК или НА.

Продувка кольцевых решеток НА дает вполне корректную информацию, так как и в действительности это не вращающаяся решетка. Статическая продувка кольцевой решетки рабочего колеса дает полезную,

но не исчерпывающую информацию, так как не учитывается действие кориолисовых сил, достаточно заметных на конических поверхностях тока со значительными углами γ . Полностью достоверная характеристика ступени может быть получена испытаниями на стенде для модельных испытаний. Такие испытания проводятся как для отдельных ступеней в составе ВНА + РК + НА, так и для групп ступеней. При модельных испытаниях учитывается так же роль взаимного влияния лопаточных аппаратов, которая у ОК может быть весьма важной. Т.к. осевые ступени сильно влияют друг на друга, в ответственных случаях надо испытывать группы ступеней, а лучше всю модель проточной части ОК в целом.

Из сказанного следует вывод, что рассмотренный метод профилирования на основании результатов продувки плоских решеток — это эффективный прием первичного проектирования. Полученная форма лопаточных аппаратов обязательно должна быть подвергнута расчетному анализу более высокого уровня, например, численному компьютерному расчету вязкого пространственного течения. По результатам расчетов проточная часть корректируется, обычно неоднократно.

Перед применением в проекте реального компрессора ступень с откорректированной проточной частью должна быть испытана на модельном стенде со снятием характеристик. В процессе испытания может потребоваться дополнительная корректировка формы лопаточных аппаратов. Затем проводятся окончательные испытания для получения семейства характеристик ступени при разной скорости вращения, т.е. при разных M_u . Эти данные используются при проектировании многоступенчатых ОК. Разумеется, компрессорные предприятия и исследовательские центры имеют наборы заранее отработанных модельных ступеней, обычно достаточные для удовлетворения ТЗ на новые компрессора. Однако изменение параметров ОК по мере развития установок для их использования, и развитие науки, позволяющее создавать более совершенные проточные части, требует постоянного пополнения и модернизации рядов модельных ступеней.

2.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВЫХ СТУПЕНЕЙ. ВЛИЯНИЕ КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ

Характеристики ступеней принято представлять в безразмерном виде. После того, как испытали ступень и получили ее характеристики, надо представить их так, чтобы ими было удобно воспользоваться при проектировании компрессора (рис. 2.36). Характеристики представляются в зависимости от коэффициента расхода

$$\Phi_n = \frac{\bar{V}_1}{f_1 u_n c_{z\text{ ср}}}$$

где $c_{z\text{ ср}}$ — средняя по высоте расходная составляющая скорости.

Политропный КПД однозначно дает представление о потерях в проточной части. В силу большей простоты расчетов, что имело значение в докомпьютерные времена, в старой литературе используется адиабатный КПД. Впрочем, при небольшом отношении давлений разница между адиабатным и политропным КПД незначительна. В качестве примера ниже приводятся характеристики КПД и напора нескольких модельных ступеней из [9] — рис. 2.37–2.39.

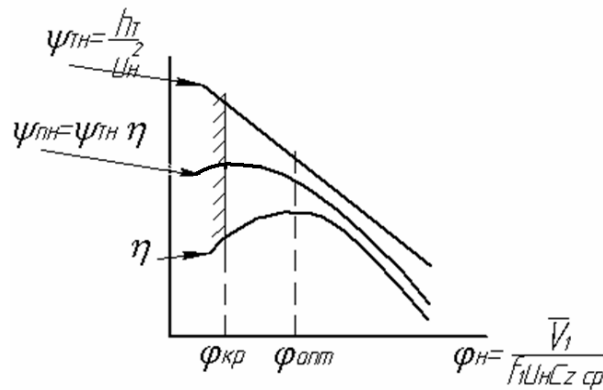


Рис. 2.36. Характеристики ступени в безразмерном виде

Обратим внимание на значительное влияние окружной скорости на КПД. Особенно оно заметно у ступени с реактивностью 100%, что объясняется повышенным уровнем скоростей потока на входе в РК. В более современном издании, несомненно, вместо параметра u_n было бы применено условное число $M_{u_n} = \frac{u_n}{\sqrt{kRT_n}}$. При указанной на графиках

температуре воздуха 295 К скорость звука на входе в ступень равна 244 м/с. Соответственно, представленные на этих рисунках данные соответствуют диапазону значений $M_{ин}$ у ступеней:

- К-50-1 — $M_{ин} = 0,425 \div 0,812$;
- К-70-1 — $M_{ин} = 0,278 \div 0,697$;
- К-100-1 — $M_{ин} = 0,278 \div 0,778$.

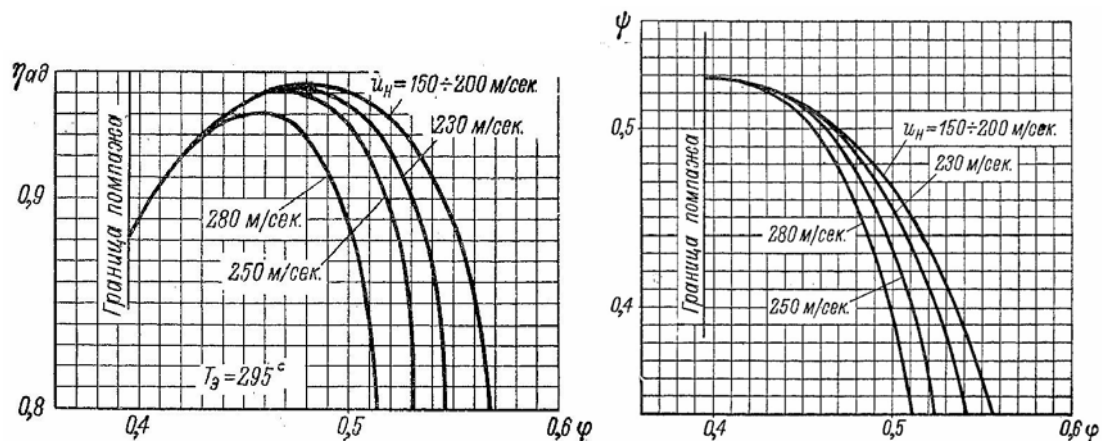


Рис. 2.37. Характеристики модельной ступени К-50-1: слева — КПД; справа — коэффициент напора

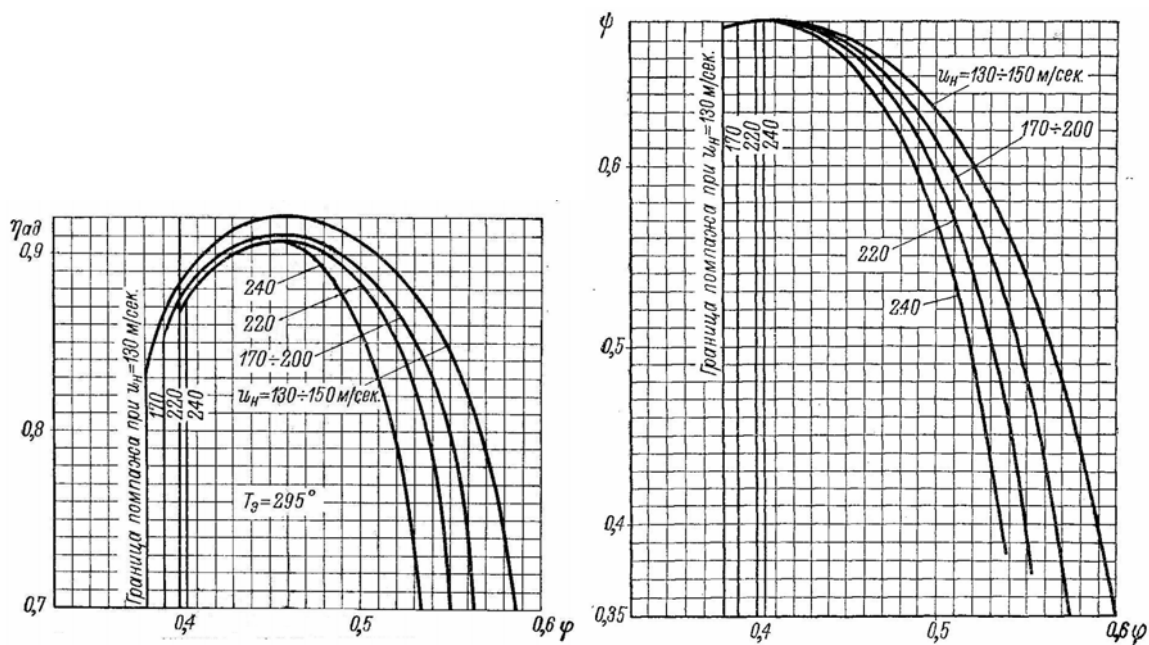


Рис. 2.38. Характеристики модельной ступени К-70-1: слева — КПД; справа — коэффициент напора

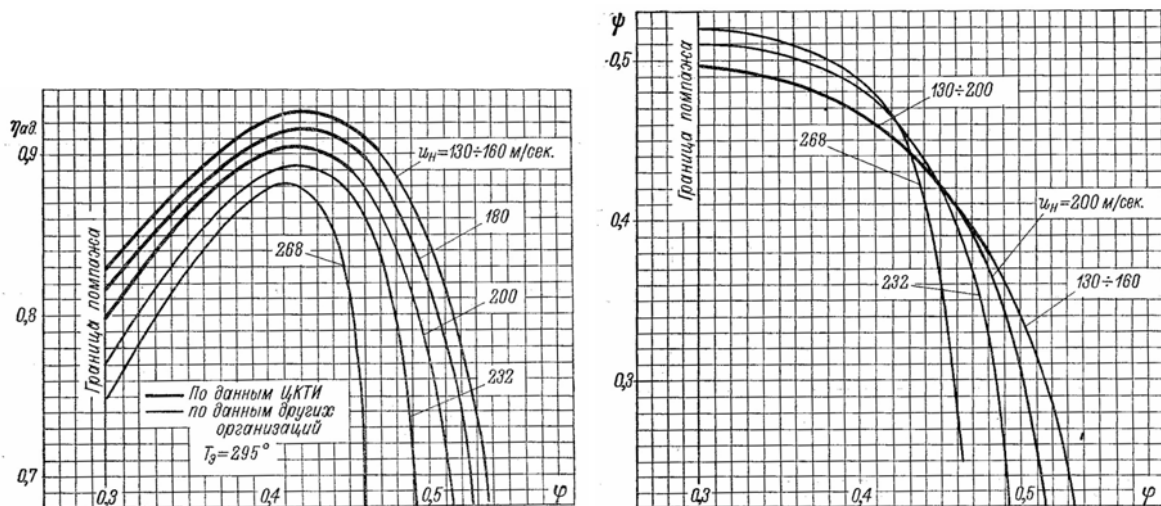


Рис. 2.39. Характеристики модельной ступени К-100-1: слева — КПД; справа — коэффициент напора

Уменьшение КПД ступеней с ростом реактивности от 0,50 до 1,0 составляет 2%. Это соответствует другим экспериментальным данным и данным расчетов. Абсолютный КПД всех ступеней (более 95% у ступени К-50-1, например) представляется несколько завышенным. В других источниках нет данных по КПД осевых ступеней, превосходящих 92÷93% (тоже очень высокий результат) — рис. 2.40. При этом КПД компрессоров в целом обычно не превосходит 90–91%, например:

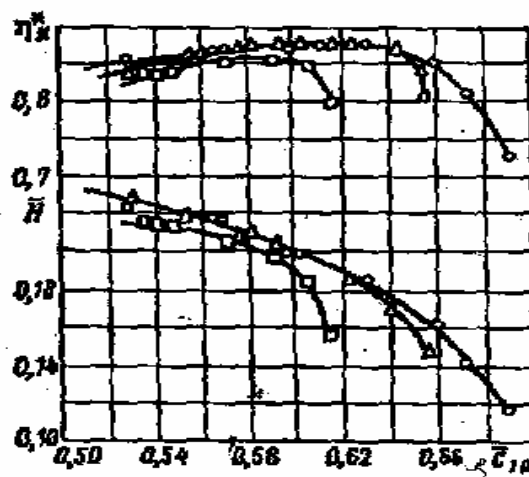


Рис. 2.40. Типичная характеристика осевой ступени транспортного компрессора [18]: \circ — $u_n = 240$ м/с; \triangle — $u_n = 270$ м/с; \square — $u_n = 300$ м/с

«Запас по помпажу» у осевых ступеней небольшой. Отношение $\varphi_{cr}/\varphi_p \approx 0,80$ при малых $M_{ин} < 0,70$, и возрастает до $0,85 \div 0,87$ при $M_{ин} \approx 0,90$. То есть, ступень ОК имеет возможность работать с расходом всего лишь на 20, а то и 15% меньше расчетного.

Максимальный коэффициент политропного напора зависит не только от типа ступени. Чем больше втулочное отношение, тем больше напорность ступени при заданной окружной скорости на периферии и тем больше коэффициент напора. Поэтому коэффициент политропного напора может быть от 0,20 у ступени с $\Omega = 0,50$ при маленьком втулочном отношении, увеличиваясь до 0,4 у ступени с $\Omega = 1,0$ при большом втулочном отношении (влияет так же и расчетный коэффициент расхода).

При характерных для ступеней ОК малых отношениях давлений второй критерий сжимаемости — показатель изоэнтропы k — не оказывает заметного влияния.

Конкретные данные по влиянию критерия динамического подобия Re на характеристики осевых ступеней не известны. Изложенные выше соображения по влиянию этого параметра с учетом данных по характеристикам плоских решеток считаются применимыми к ступеням и осевым компрессорам в целом.

2.8. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Рассмотрим характеристику ступени компрессора, который работает в сети (рис. 2.41). Давление в сети всегда соответствует давлению, развиваемому компрессором. Наиболее характерный для сети режим — это расчетный режим компрессора. Для экономии энергии нужно, чтобы этот режим совпадал с режимом максимального КПД, т.е. соответствовал безударному обтеканию лопаток — рис. 2.42, а.

Технологические процессы в сетях, обслуживаемых компрессором, непостоянны во времени. Если по каким-либо причинам сеть требует большего расхода газа, развиваемое компрессором давление (и давление в сети) падает. Расход больше расчетного приводит к обтеканию лопаточных аппаратов РК и НА с отрицательными углами атаки — рис. 2.42, б. Если

сеть потребляет меньше чем на расчетном режиме, то развиваемое компрессором давление (и давление в сети) возрастает. Расход меньше расчетного приводит к обтеканию лопаточных аппаратов РК и НА с положительными углами атаки — рис. 2.42, в.

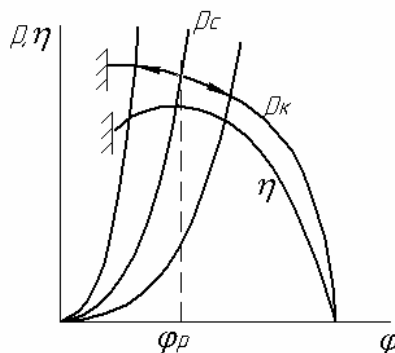


Рис. 2.41. Совмещенная характеристика компрессора и сети

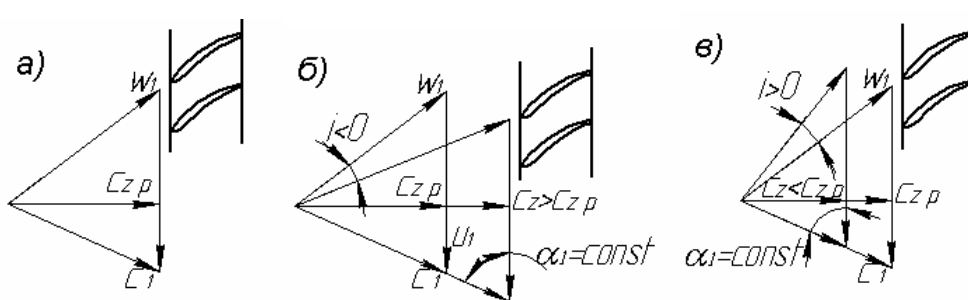


Рис. 2.42. Треугольники скоростей при различных режимах работы:

a — $\varphi = \varphi_p$; *б* — $\varphi > \varphi_p$; *в* — $\varphi < \varphi_p$

В обоих случаях происходит снижение КПД ступени, что снижает эффективность компрессорной установки. Кроме того, если потребляемое сетью количество газа значительно меньше расчетного, рабочая точка ступени смещается в неустойчивую часть характеристики — левее границы помпажа. Работа с $\varphi < \varphi_{crit}$ недопустима, так как помпаж вызывает разрушение лопаточных аппаратов и опасен для других частей компрессора и установки. Если не принимать других мер, необходимо включить антипомпажную защиту, т.е. попросту перепускать часть газа с нагнетания на всасывание через антипомпажный клапан — дроссель. Через антипомпажный клапан перепускается такое количество газа, при котором сеть получает нужное количество газа, а компрессор работает в

устойчивой части характеристики: $\bar{m}_{\text{сети}} = \bar{m}_{\text{компр}} - \bar{m}_{\text{АПК}}$. Перепуску газа сопутствует безвозвратная потеря механической энергии. КПД компрессорной установки падает пропорционально расходу газа в антипомпажном клапане $\Delta\eta_{\text{АПК}} = \bar{m}_{\text{АПК}} / \bar{m}_{\text{компр}}$.

Добиться более эффективной работы ступени в условиях меняющейся потребности сети в количестве подаваемого газа можно избежав ударного обтекания лопаточных аппаратов при $\bar{m} \neq \bar{m}_p$. Для этого нужно менять установку лопаток ступени в соответствии с изменением расхода газа в сети.

Логично менять угол установки лопаток рабочего колеса. Препятствием является конструктивная сложность размещения механизма поворота лопаток в роторе, недостаток места при большом количестве лопаток, и, главное, фантастические нагрузки на лопатки в поле центробежных сил. Такой подход осуществим, и применяется у воздушных винтов больших самолетов. Угол установки лопастей меняется в соответствии со скоростью полета. У крупных осевых вентиляторов для наддува парогенераторов мощных электростанций число лопаток невелико, окружные скорости сравнительно маленькие. У этих машин применяют механизмы для поворота лопаток РК. На рис. 2.43 показано, как поворот лопаток РК позволяет добиться безударного обтекания при меняющейся производительности ступени.

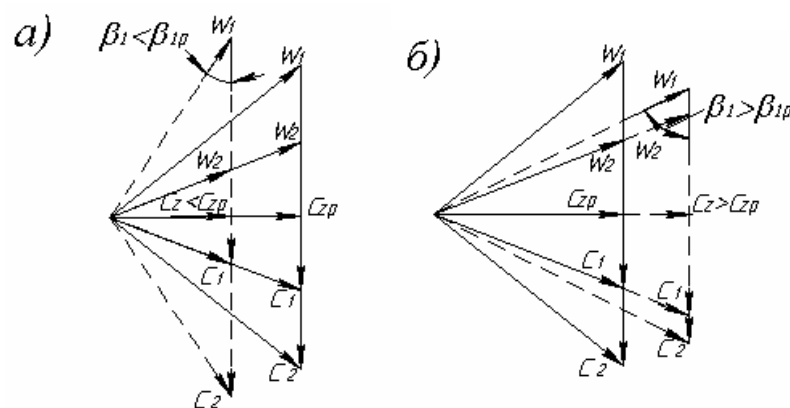


Рис. 2.43. Треугольники скоростей при изменении производительности ступени и соответствующая им схема поворота лопаток РК: а — $\varphi < \varphi_p$; б — $\varphi > \varphi_p$

На рис. 2.44 показано, как поворот лопаток направляющего аппарата предшествующей ступени осуществляет безударное обтекание лопаток РК последующей ступени и сам приспособляется к изменению направления скорости c_2 . Аналогичную задачу решает поворот лопаток входного направляющего аппарата для лопаток рабочего колеса первой ступени.

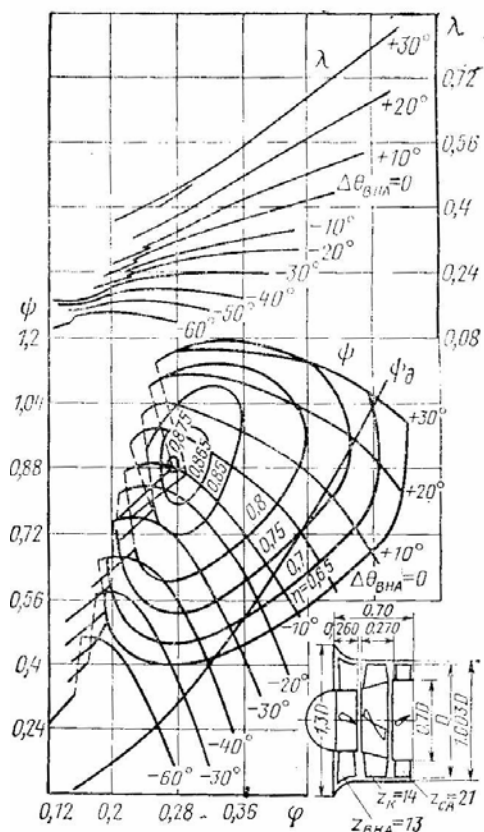


Рис. 2.44. Изменение характеристик ступени при изменении угла установки лопаток ВхНА и НА (на примере вентиляторной ступени [3])

Понятно, что для получения безударного обтекания при $\bar{m} > \bar{m}_p$ углы установки лопаток НА надо увеличивать, и наоборот. Таким образом, увеличение угла установки лопаток смещает характеристику ступени вправо, уменьшение угла установки — влево — рис. 2.44. Уменьшение угла установки лопаток НА увеличивает (алгебраически) закрутку потока на входе в РК, что уменьшает теоретический напор. Характеристика не только смещается в сторону меньшей производительности, но и напора.

При работе ступени с $\bar{m} > \bar{m}_p$ скорости потока очень велики, поэтому

КПД снижается даже при повороте лопаток и безударном обтекании —

$$\Delta\eta = 0,5 \frac{\zeta}{\psi_T} \left(\frac{w_1}{u} \right)^2. \text{ При } \bar{m} < \bar{m}_p \text{ безударное обтекание достигается за счет}$$

уменьшения угла установки лопаток, что ведет к росту коэффициента потерь (эмпирическая формула С. Либляйна (2.19)). Поэтому КПД ступени при повороте лопаток не остается равным КПД на расчетном режиме, но немного снижается (значительно меньше, чем если бы лопатки не поворачивались).

Главное преимущество изменения характеристик поворотом лопаток — это смещение влево границы помпажа. Если «запас по помпажу» обычной ступени равен $\varphi_{crit} / \varphi_p \approx 0,80 \div 0,85$, то за счет поворота лопаток это отношение можно снизить до 0,60, что рассматривается как очень большое достижение. Для ОК ГТД важна так же возможность увеличить расход по сравнению с расчетным. Поворот лопаток дает существенные преимущества и в этом случае.

Изменение характеристик путем изменения установки лопаток в настоящее время находит широкое применение. Если 2–3 десятилетия назад у промышленных ОК поворот лопаток не применялся, то сейчас это практически стандартное решение. Осуществляется поворот лопаток входного направляющего аппарата, а часто и НА нескольких ступеней. У ОК авиационных ГТД еще в 50-е гг. прошлого столетия в некоторых случаях поворотными делали лопатки НА у всех ступеней.

«Настройка» характеристик ступеней поворотом лопаток осуществляется автоматически в соответствии с требованиями сети с использованием датчиков, микропроцессоров и сервомоторов.

2.9. СТУПЕНИ ПРЕДЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Ступени осевых вентиляторов. Вентиляторами называют разновидность компрессоров, развивающих малое отношение давлений - $\Pi \leq 1,2$. Ступени осевых вентиляторов можно считать предельными в том смысле, что они сообщают газу предельно малую величину теоретического напора $h_T = \psi_{Tн} u_n^2$.

Вентиляторы находят чрезвычайно широкое применение в быту,

социальной сфере, промышленности и транспорте. Последнюю область применения демонстрирует рис. 2.45.

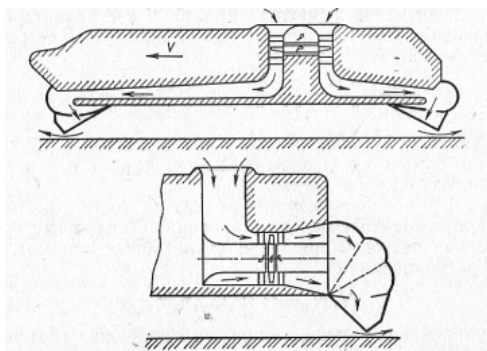


Рис. 2.45. Две схемы применения вентиляторов для создания подъемной силы судов на воздушной подушке [3]

Особенности осевых вентиляторов:

- сравнительно малая скорость вращения и ограниченная окружная скорость $u_n \leq 100$ м/с;
- небольшое число ступеней $z = 1 \div 4$;
- очень низкий коэффициент теоретического напора РК в тех случаях, когда вентилятор предназначен для перемещения больших объемов газа. Естественный путь снижения коэффициента напора — увеличение относительного шага лопаток РК.

Низконапорные ступени имеют исключительно высокое безразмерное число оборотов (быстроходность) $K_n = n \frac{\bar{V}^{0,5}}{h_T^{0,75}}$ и малое число лопаток. В таблице 2.1 показано, как выбор схемы вентилятора влияет на его экономичность и размеры (графики на основании расчетного анализа из [3])

Обратим внимание на колоссальные абсолютные размеры всех вариантов вентилятора для большой градирни. Вентиляторы для проветривания бытовых и производственных помещений так же отличаются по размерам в десятки и мощности тысячи раз. Существуют очень крупные машины с мощностью во многие тысячи киловатт, например, которые обеспечивают наддув котлов тепловых электростанций. Понятно, что в ряде случаев можно пойти на упрощение схемы ступеней, а

в других требования к экономичности столь же высоки, как и у промышленных и транспортных ОК.

Таблица 2.1

Влияние схемы вентилятора (рис. 2.46) крупной градирни на размеры и потребляемую мощность [3]

№ схемы	$u/u_{\text{опт}}$	$\Psi_{\text{T опт}}$	$\varphi'_{\text{а опт}}$	$z_{\text{к}}$	$d, \text{ м}$
1	1,0	0,24	0,28	12	12
2	1,5	0,146	0,18	8	10
2	2,0	0,082	0,14	4	7
4	2,5	0,052	0,12	2	6

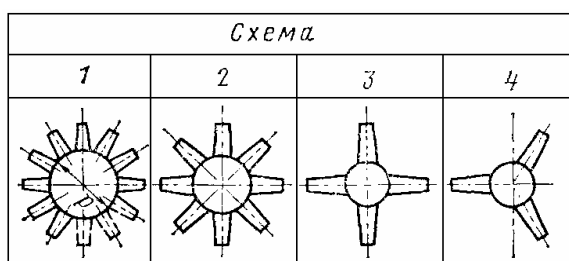


Рис. 2.46. Схемы вентилятора

В зависимости от особенностей применения одноступенчатые вентиляторы могут состоять из обычной для ОК ступени ВхНА + РК + НА (или РК + НА), только из рабочего колеса, или иметь схему ВхНА + РК — рис. 2.47.

Находят применение так же вентиляторы, состоящие из двух рабочих колес встречного вращения и специальные реверсивные вентиляторы, позволяющие менять направление перемещаемого воздуха.

Хотя в литературе по осевым вентиляторам встречаются непривычные для компрессорщика термины и обозначения, аэродинамика их ступеней не отличается от рассмотренной выше. Первичное проектирование базируется на тех же эмпирических данных по продувке плоских решеток или профилей.

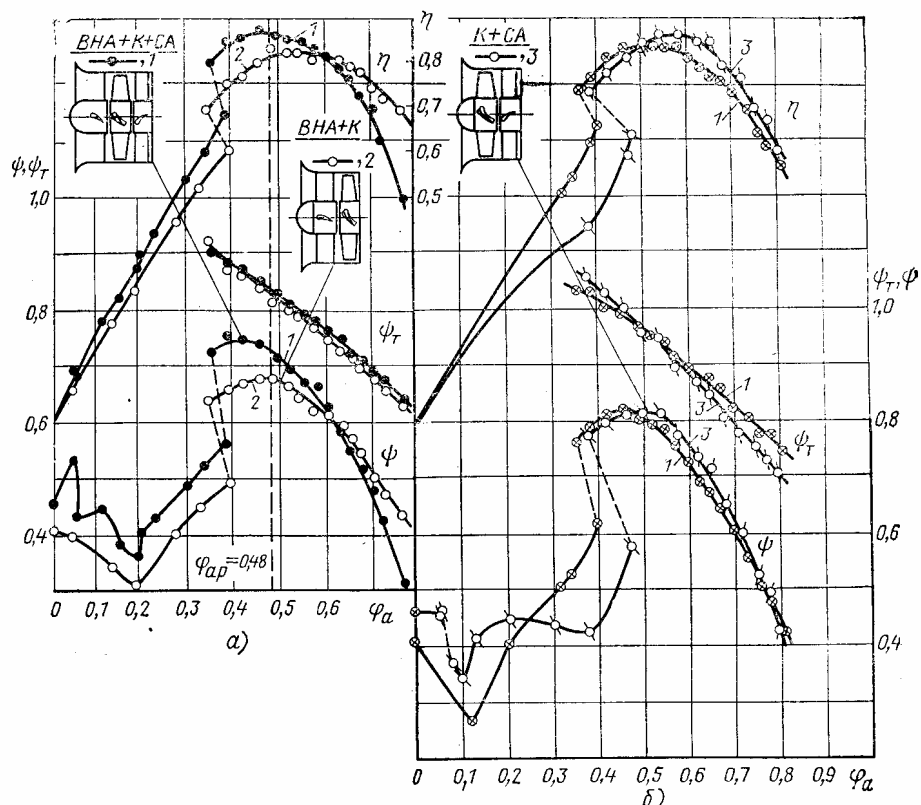


Рис. 2.47. Некоторые схемы вентиляторных ступеней и их характеристики [3]

Определенную специфику на приемы расчета оказывает отсутствие опасных помпажных проявлений из-за очень малого отношения давлений. При этом прорывающийся на всасывание газ (воздух — рабочее тело для 99% вентиляторов) не обладает энергией, высвобождение которой могло бы быть опасным для лопастей вентилятора. В качестве расчетного у вентиляторных ступеней принимают не номинальный режим ($\varepsilon^* = 0,8\varepsilon_{\max}$), а режим максимального качества решетки (профиля) $\left(\frac{c_a}{c_w}\right)_{\max}$. Способствуя получению минимума профильных потерь на расчетном режиме, это условие приводит к сближению расчетного режима и режима максимального напора, что было бы недопустимо для компрессорных ступеней.

Расстояние между лопатками в низконапорных ступенях вентиляторов (схема 4 на рис. 2.46) такое большое, что они практически не

взаимодействуют друг с другом. В этом случае для расчетов используют характеристики изолированных профилей.

Низкая окружная скорость и относительно небольшая потребляемая мощность позволяют в некоторых случаях идти на упрощение конструкции. На рис. 2.48 сопоставлены характеристики «классического» вентилятора и вентилятора с упрощенной формой лопаток (штамповка из стального листа).

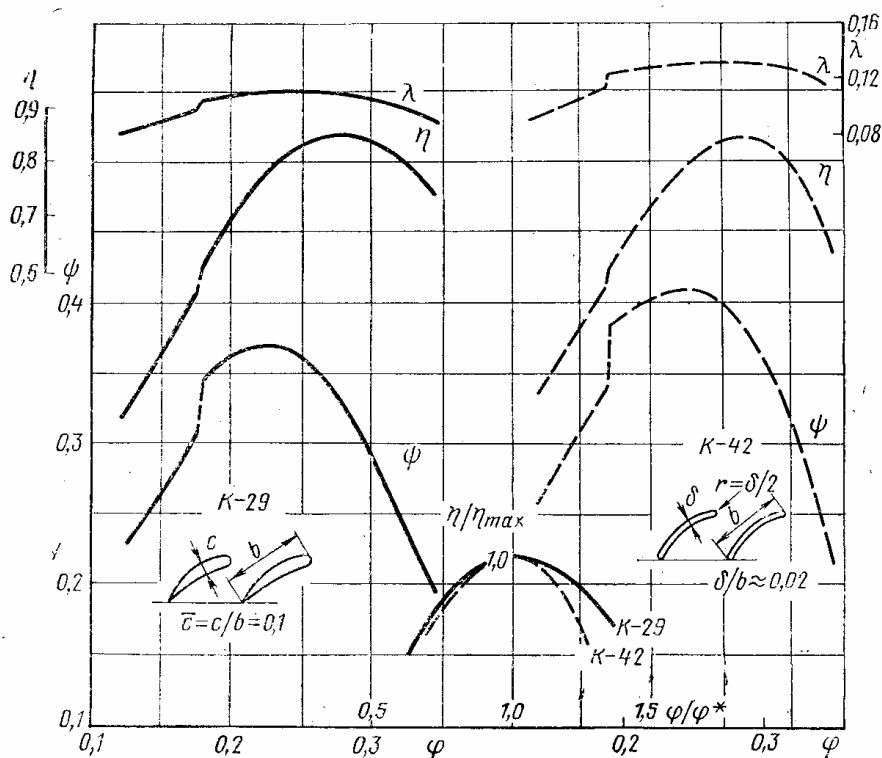


Рис. 2.48. Сравнение характеристик вентиляторов с профилированными и дуговыми лопатками [3]

Трансзвуковые и сверхзвуковые ступени. Поскольку расход газа пропорционален первой степени, а теоретический напор — квадрату окружной скорости ($\bar{m} = \rho D_n^2 (1 - v^2) \varphi u_n$, $h_T = \psi_{Tn} u_n^2$), повышение окружной скорости является главным путем уменьшения размеров и массы ОК.

Ограничением по механической прочности лопаток РК в поле центробежных сил является $u_n \approx 450 \div 480$ м/с (до 550–600 м/с в наиболее

передовых конструкциях). Для умеренно форсированного воздушного ОК при нормальных атмосферных условиях это соответствует условному

числу Маха $M_{u_n} = \frac{u_n}{\sqrt{kRT_0}} = 1,25 \div 1,45$ (до $\approx 1,75$). Как было показано

выше, скорость на входе в РК примерно равна окружной скорости при положительной закрутке потока на входе и заметно превосходит ее при отсутствии закрутки. То есть, при этой окружной скорости поток на входе в РК — сверхзвуковой. Если снабдить такую ступень приспособленными к сверхзвуковому течению лопаточными аппаратами, то даже при умеренном значении коэффициента напора $\psi_{Тн} \approx 0,20$ и КПД ступени 0,87, отношение давлений ступени может достигать

$\Pi = \left(1 + (k-1)\psi_{Тн}M_u^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \approx 1,80 \div 1,95$. То есть, одна такая ступень по отношению давлений способна заменить три дозвуковых ступени. В [11] упоминаются сверхзвуковые ступени с $\Pi > 2,0$.

На заимствованном из этой же монографии рис. 2.27 (см. выше) сопоставлены два осевых компрессора ТРД боевых самолетов разных поколений. Знаменитый двигатель J79 развивал отношение давлений $\Pi = 12,5$ при 17 дозвуковых ступенях. Его более современный аналог E³ развивает отношение давлений $\Pi = 22$ при 10 ступенях, часть из которых сверхзвуковые.

Максимальные числа M имеют место в начале проточной части, где скорость звука минимальна из-за низкой температуры. Сверхзвуковые и трансзвуковые ступени в количестве 1–3 шт. занимают место в начале проточной части. Как указывалось, эти ступени значительно превосходят по напору и расходу дозвуковые ступени, почему мы относим их к ступеням предельных параметров.

В современных трансзвуковых и сверхзвуковых ступенях соответствующие числа M имеют место только на входе в РК. При этом осевая (расходная) составляющая скорости обязательно остается дозвуковой. Известно, что при $M > 1,0$ уменьшается плотность тока. То есть, при $c_{z1} > \sqrt{kRT_0}$ потребовалось бы увеличивать поперечное сечение проточной части. Кроме того, прямой скачек уплотнения при встрече

сверхзвукового осевого потока с лопаточным аппаратом привел бы к запиранию проточной части. Так как рассматриваемые ступени обычно не имеют входных направляющих аппаратов, скорости на входе в РК заметно превосходят скорости перед направляющими аппаратами. Лопатки направляющих аппаратов в большинстве случаев обтекаются дозвуковым потоком. Итак,

- при $M_{w1} = 0,90 - 1,10$ ступени трансзвуковые;
- при $M_{w1} > 1,10$ ступени сверхзвуковые.

Для работы при высоких числах M форма дозвуковой лопаточной решетки не походит из-за сильного возмущения потока толстыми входными кромками и сильной изогнутостью профилей. Первые транс- и сверхзвуковые ступени (конец 1940 гг.) имели двухдуговые профили лопаток (ДСА по западной терминологии) — рис. 2.49 с достаточной острой передней (и задней) кромкой, малой изогнутостью и малой толщиной. Эти профили симметричны относительно нормали к середине средней линии, т.е. у них $\bar{B}_f = \bar{B}_{\delta_{max}} = 0,50$. Такие профили применялись да 1960-х гг. и при числах Маха на периферии лопаток до $M_{w1} = 1,4$ [11].

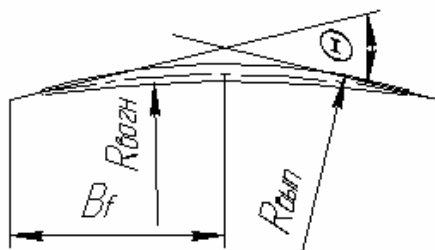


Рис. 2.49. Схема двухдугового профиля лопаток

Более эффективными трансзвуковыми профилями сейчас считаются многодуговые (МСА). Их спинка образована двумя дугами окружности, за счет чего положение максимальной толщины и изогнутости профиля отодвинуто на 60% от передней кромки. На рис. 2.56 ниже такие профили показаны штриховой линией.

Современные сверхзвуковые профили имеют форму клина от входной кромки до примерно середины хорды, где начинается

криволинейная часть. Такие профили могут иметь тупую или достаточно толстую выходную кромку. Это нужно для того, чтобы получить достаточный момент сопротивления сечения профиля, имея в виду изгибную нагрузку от аэродинамической силы.

Представление о характере течения в рабочем колесе при скорости на входе на грани трансзвука — сверхзвука дает рис. 2.50. Здесь показано распределение чисел Маха в околотовулочном сечении сверхзвукового рабочего колеса — справа по данным лазерной велосиметрии, рядом — «вязкий» расчет. Обратим внимание на значительную толщину и малый относительный шаг в корневом сечении. Угол изогнутости остается низким.

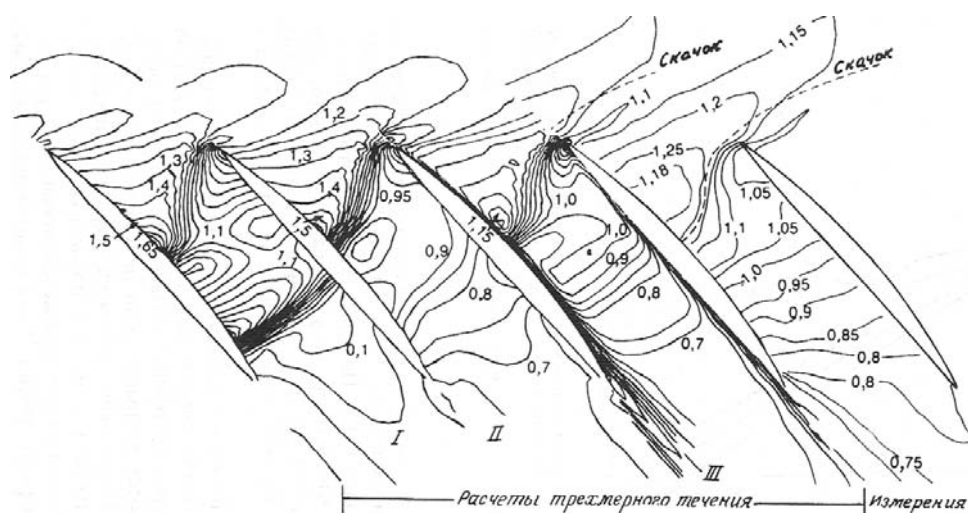


Рис. 2.50. Распределение чисел Маха в околотовулочном сечении сверхзвукового рабочего колеса [11]

Показанный на рисунке штриховой линией скачек уплотнения — отсоединенный, то есть он происходит до соприкосновения с входными кромками. Это характерно для режимов от запирания (максимальный расход) до помпажа. Режиму максимального расхода (он же режим запирания, он же режим «единственного угла атаки» согласно [11]) соответствует схема течения, показанная на рис. 2.51. В этом случае скачек уплотнения — присоединенный, а канал заперт той его частью, которая распространяется в сторону косога среза. В показанном случае

скачек перекрывает канал на самом его выходе. Вдоль всей задней поверхности лопатки поток сверхзвуковой, вдоль передней — дозвуковой.

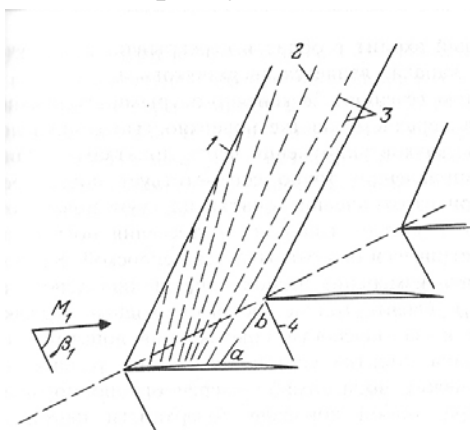


Рис. 2.51. Схема течения в решетке на режиме «единственного угла атаки» [11]

Рис. 2.52 дает представление о форме лопаток сверхзвукового РК с малым втулочным отношением и о положении скачка уплотнения на двух режимах по расходу.

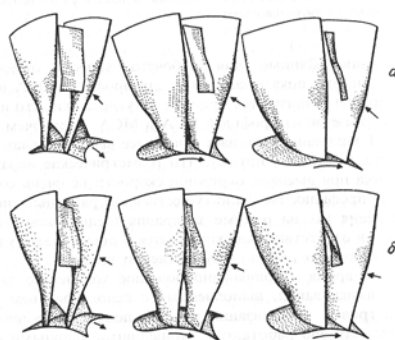


Рис. 2.52. Положение скачка уплотнения в РК с малым втулочным отношением при двух режимах по расходу и при трех углах зрения [11]

Характеристики РК и ступени, структуру скачков уплотнения на разных режимах иллюстрирует рис. 2.53 [11]. Обратим внимание на очень узкий диапазон работы сверхзвуковой ступени. Расход на границе срыва всего на 8% меньше максимального, а запас по помпажу»

$$\bar{m}_{\text{крит}} / \bar{m}_{\text{опт}} \left(\bar{m}_{NS} / \bar{m}_{PE} \right) \approx 0,94.$$

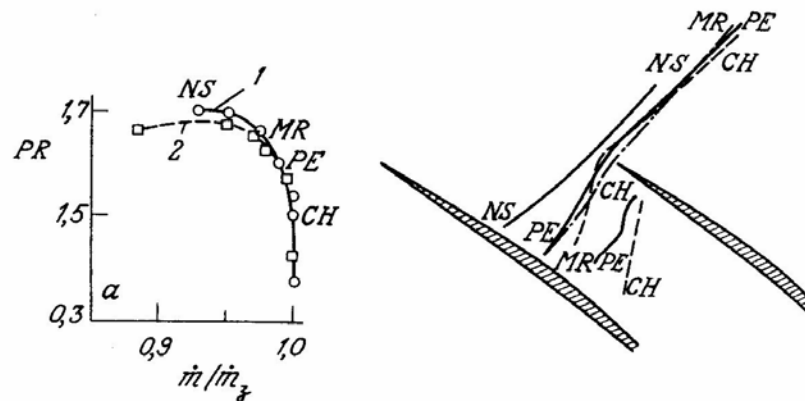


Рис. 2.53. Характеристики РК и ступени, структура скачков уплотнения на разных режимах [11]: CH — режим запираания; PE — точка максимума КПД; MR — середина диапазона; NS — околосрывной режим; PR — степень повышения давления; 1 — рабочее колесо; 2 — полная ступень; \dot{m}_3 — расход на режиме запираания

Несмотря на очень малый поворот потока лопатками трансзвуковых и сверхзвуковых рабочих колес, их коэффициент напора может быть достаточно большим за счет уменьшения расходной составляющей скорости в пределах межлопаточного канала — рис. 2.54. Это позволяет при необходимости использовать лопатки с «отрицательным изгибом профиля» [11].

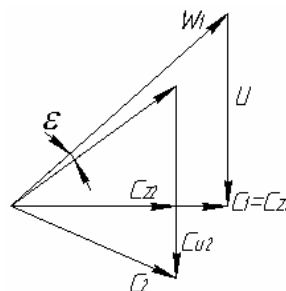


Рис. 2.54. Совмещенные треугольники скоростей ступени при уменьшении расходной составляющей скорости в рабочем колесе

Дело в том, что интенсивность скачка уплотнения зависит от кривизны спинки профиля в пределах косога среза. У двухдуговых и многодуговых профилей спинка выпуклая, поток разгоняется перед входной кромкой соседней лопатки. Повышенная интенсивность скачка

провоцирует более сильный отрыв потока и большие потери. У сверхзвуковых профилей начальный участок — прямой клин.

Однако, с учетом толщины вытеснения нарастающего пограничного слоя поверхность клина становится как бы выпуклой для невязкого ядра потока. Для особо высоких чисел M испытаны рабочие колеса с «отрицательным изгибом профилей» — рис. 2.55. Хотя в этом конкретном случае эффективность ступени оказалась невысокой (адиабатный КПД менее 80%), в другом случае за счет такой формы профилей удалось снизить число Маха перед скачком с 1,5 до 1,4. Уменьшилась интенсивность отрыва и соответствующие потери.

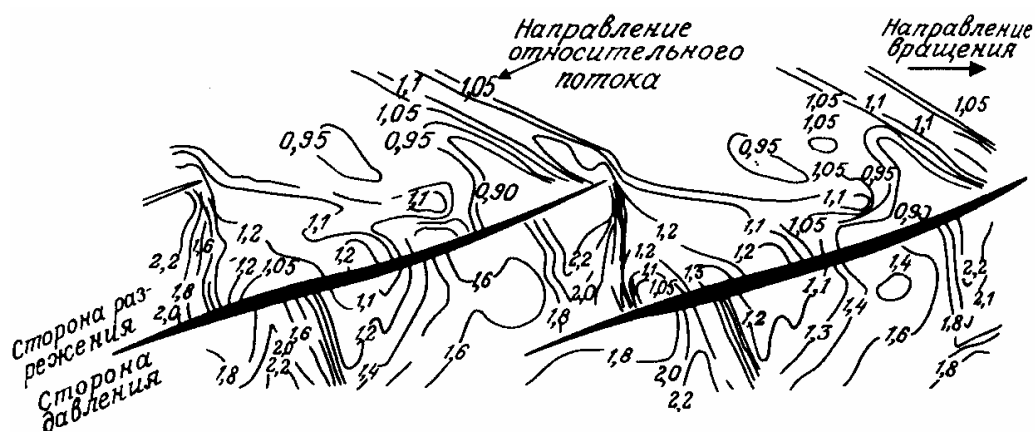


Рис. 2.55. Поле статических давлений в периферийном сечении РК с «отрицательным изгибом профилей», $u_n \approx 550$ м/с. [11]

О профилировании трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней. Автор многократно цитируемой выше монографии [11] на основании анализа проблемы и обзора публикаций приходит к выводу о том, что профилирование таких ступеней на основании продувок плоских решеток наименее обосновано по сравнению со ступенями дозвуковыми. Причины:

- более высокое отношение давлений ведет к сильному изменению проходных сечений. Осесимметричные поверхности тока, следуя за формой ограничивающих поверхностей, приобретают ярко выраженную коническую форму;

- сильное изменение плотности приводит к значительному отклонению в кинематике потока даже при небольших ошибках в оценке

потерь, углов отставания и т.п.;

– упомянутые ошибки в областях течения, где числа Маха близки к единице, могут привести к принципиальному отличию расчетного и фактического состояния потока (сверхзвуковой поток вместо ожидаемого дозвукового, и наоборот);

– ожидаемые существенные ошибки при расчете течения на отдельных ОПТ окажут слишком большое влияние на течение на других ОПТ. Сам квазитрехмерный подход в этих условиях представляется мало обоснованным.

Дополнительные проблемы создаются высоким уровнем окружных скоростей. В поле центробежных сил закрученные пространственные лопатки РК стремятся принять цилиндрическую форму. В [11] указывается, что в некоторых случаях угол установки профилей на периферии РК увеличивается на 4° по сравнению со статическим положением.

Фирмы-производители разрабатывают модельные ступени и создают методики профилирования, в том числе и на базе расчетов трехмерного вязкого течения. По понятным причинам, и то, и другое остается достоянием этих фирм. По поводу профилирования трансзвуковых и сверхзвуковых ступеней можно ограничиться лишь общими соображениями:

– наиболее логичной кинематической схемой представляется отсутствие закрутки на входе в РК, т.е. $c_{u1} = 0$ и постоянство расходной составляющей скорости по высоте лопаток $c_{z1}(r) = \text{const}$. Нетрудно показать, что при этих условиях поперечное сечение на входе в РК — минимальное. Это важно, так как как речь идет, прежде всего, о первой ступени ОК*;

* Когда у супергигантского новейшего лайнера А-280 потребовалось незначительно увеличить диаметр РК трансзвуковой вентиляторной ступени, это увеличило массу двигателя на 1 тонну. Увеличение нагрузки на крылья потребовало увеличить их прочность при снижении собственной массы, что чуть не сорвало работу над машиной практически на финальной стадии.

– из соображений прочности удлинения лопаток существенно меньше, чем у дозвуковых ступеней. Меньшее число лопаток не мешает, при необходимости, применять малые втулочные отношения ($v = 0,35$ у одного из известных ТРД). При малом числе лопаток их замки можно разместить на втулке малого диаметра;

– при работе со скачками уплотнения внутри межлопаточных каналов следует применять лопаточные решетки с малым относительным шагом. В относительно узких межлопаточных каналах образовавшийся после скачка уплотнения отрыв замыкается внутри канала. Это уменьшает вихревые потери.

Трансзвуковые ступени с контролируемым замедлением. Прогресс вычислительной техники позволил уже в 1980-х гг. решать ряд задач анализа и проектирования путем численного эксперимента. Как один из наиболее успешных приводится пример создания трансзвуковой лопаточной решетки с контролируемым замедлением потока вдоль задней поверхности лопаток. Идея проекта базируется на том, что снижение скорости сверхзвукового потока не обязательно должно вызывать образование скачка уплотнения. Если интенсивность нарастания давления по пути следования контролировать и сделать плавным, сверхзвуковой поток снизит скорость до звуковой, а потом станет тормозиться как обычный дозвуковой поток.

В [11] приводятся данные о разработке лопаточной решетки, в которой при высокой дозвуковой скорости на входе $M_{w1} > M_{\text{крит}}$ поток на спинке профиля разгоняется до сверхзвуковой скорости, а потом плавно тормозится, переходя к дозвуковой скорости без скачка уплотнения. Сопоставление разработанной решетки с традиционной (многодуговые профили), и соответствующие диаграммы скоростей показаны на рис. 2.56.

Большая нагрузка лопаток с контролируемым замедлением позволяет уменьшить их число, что выгодно экономически и конструктивно. Более толстые лопатки прочнее, что также является преимуществом. Кроме того, авторы указывают на лучшие газодинамические характеристики по результатам испытания в аэродинамической трубе.

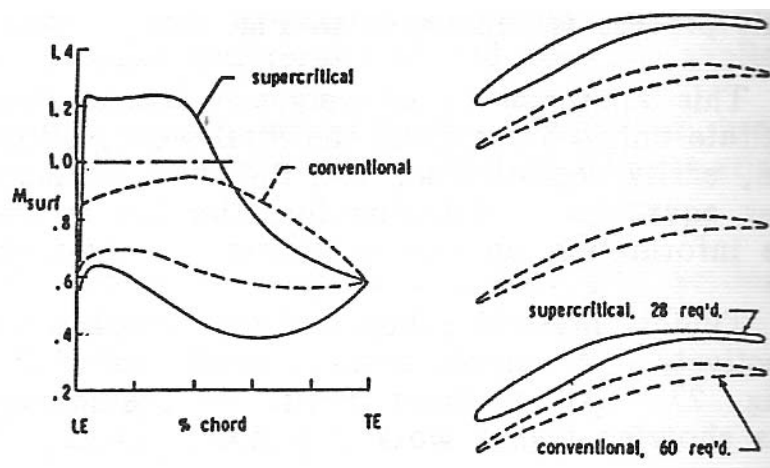


Рис. 2.56. Лопаточная решетка из многодуговых профилей и решетка с контролируемым замедлением и соответствующие диаграммы скоростей на лопатках [11]

Приведенные на рис. 2.57 данные демонстрируют этапы отработки профиля лопаток с контролируемым замедлением.

Справа вверху сопоставлены данные расчета невязкого и вязкого обтекания с измеренными поверхностными числами Маха. Демонстрируется высокая точность расчета вязкого сжимаемого двухмерного потока. Слева вверху сопоставлены первоначальная и окончательная (штриховые линии) форма профиля, внизу — соответствующая этим двум формам картина течения — векторы скорости вблизи профилей.

Неустойчивость сверхзвукового потока проявляется в исключительной чувствительности течения к форме профиля. Начальная и окончательно отработанная форма профиля отличаются очень мало. Тем не менее, измеренные профильные потери отличаются вдвое. Не менее драматично влияние на картину течения. Интенсивный отрыв потока в первом случае полностью устранен за счет небольшого изменения формы профиля.

В связи с этим возникают некоторые сомнения в практической значимости полученного результата:

– авторы разработки утверждают, что лопатки с контролируемым замедлением сохраняют малый коэффициент потерь в широком диапазоне углов атаки. Очевидно, что влияние угла атаки на диаграмму скоростей

более серьезно, чем незначительное различие в форме профилей на рис. 2.57, поэтому утверждение авторов вызывает сомнения;

– выше приводилось мнение автора монографии [11] о том, как мало соответствуют условия обтекания транс- и сверхзвуковых плоских решеток реальным условиям работы в составе ступеней. Очевидно, профили лопаток РК должны отличаться от профиля, показанного на рис. 2.57. При сверхчувствительности контролируемого замедления к форме профиля, лопатки РК должны обрабатываться специально. Н. Кампти в своей книге указывает, что полученные по результатам продувки улучшения практически не улучшают аэродинамические характеристики реальных ОК.

Тем не менее, обсуждаемые выше данные вызвали резонанс в среде специалистов. Заявления фирм-производителей о том, что их новые компрессора создаются на базе профилей с контролируемым замедлением, слышны на научно-технических форумах. Однако не ясно, имеется ли в виду «бескачковое» замедление сверхзвукового потока на профилях, или что-то другое.

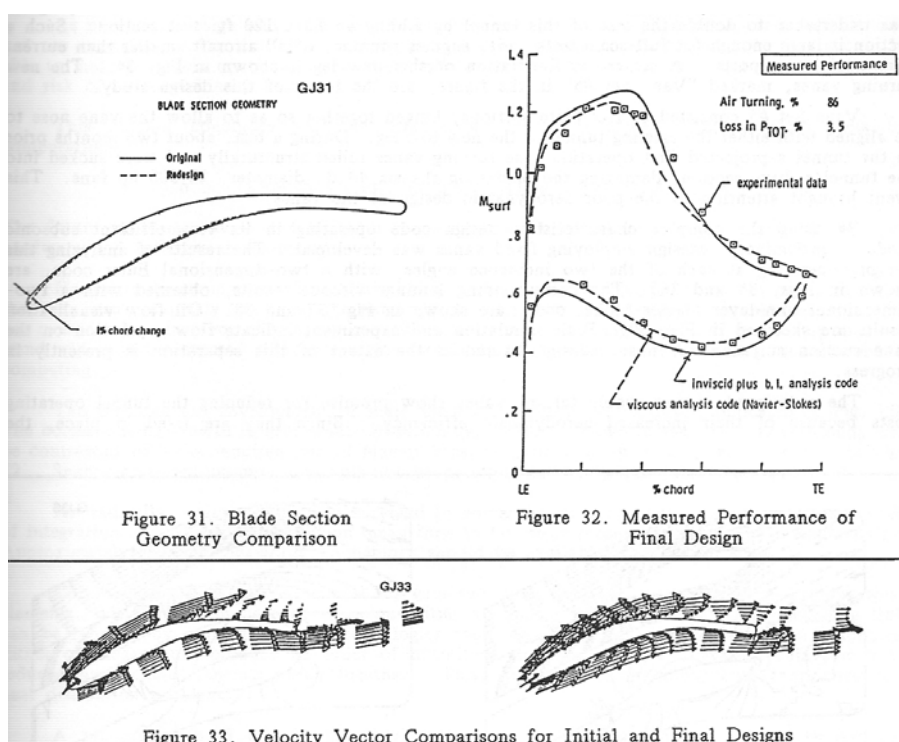


Рис. 2.57. Этапы разработки профиля лопаток с контролируемым замедлением [11]

3. СТУПЕНЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

3.1. ОСНОВЫ ОДНОМЕРНОЙ ТЕОРИИ СТУПЕНИ

Состав центробежной ступени. В состав многоступенчатого однонального ЦК входят промежуточные и концевая ступени (рис. 3.1).

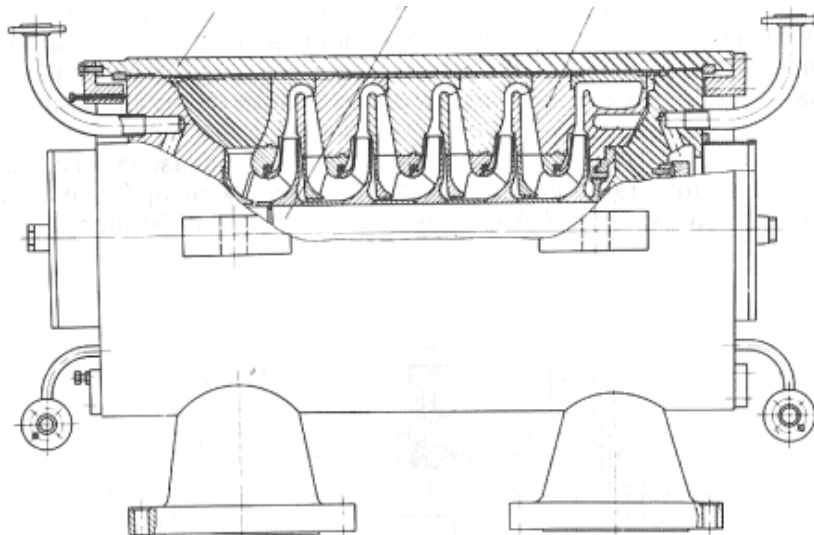


Рис. 3.1. Меридиональный разрез проточной части одноступенчатого однонального компрессора [19]

Промежуточная ступень включает в себя рабочее колесо РК, лопаточный или безлопаточный диффузор и обратно-направляющий аппарат (ОНА). Концевая ступень выводит газ из проточной части. Вместо ОНА у этой ступени выходное устройство. Обычно это улитка или сборная камера.

По аналогии с осевыми компрессорами входной патрубком перед первой ступенью и выходное устройство концевой ступени относят к проточной части многоступенчатого компрессора. То есть, эти элементы выделяются из состава ступеней. Тем не менее, в литературе встречается понятие всасывающей ступени. Это промежуточная ступень плюс входной патрубок. Такое название относится к модельным ступеням, испытанным совместно с входным патрубком. Полученные экспериментальные характеристики используются при расчете и проектировании

компрессоров. Выделение входного патрубка в отдельный элемент при этом теряет смысл.

Типы рабочих колес.

Закрытые РК со штампованными лопатками. Традиционный тип рабочего колеса — закрытое, с радиально расположенными штампованными лопатками цилиндрической формы. Такие РК применялись на самых первых промышленных ЦК и находят применение до сих пор, когда рабочие колеса имеют очень большой диаметр. Схема РК и его элементов показана на рис. 3.2.

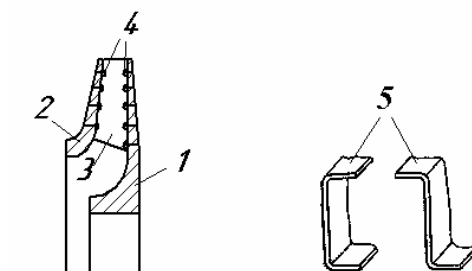


Рис. 3.2. Закрытое РК со штампованными лопатками: 1 — основной диск; 2 — покрывающий диск; 3 — лопатка; 4 — заклепки; 5 — различные формы отбортовок

Для соединения с валом основной диск имеет массивную часть — ступицу. Обычно РК соединяется с валом горяче-прессовой посадкой. Натяг выбирается таким образом, чтобы при растяжении колеса центробежными силами посадка не освобождалась. Некоторые фирмы считают достаточным усилие натяга для передачи крутящего момента, и не используют для этой цели шпонку между валом и ступицей. Массивная ступица служит одновременно для восприятия напряжений растяжения в поле центробежных сил.

Основная часть диска имеет с внутренней стороны форму радиальной плоскости. Это облегчает соединение с лопатками. Для приближения к равнопрочности толщина диска уменьшается к периферии, что определяет форму наружной поверхности.

Лопатки имеют цилиндрическую форму. Это значит, что их поверхность образована движением прямой образующей, параллельной оси ротора. Форма их профилей лопаток одинакова во всех радиальных

сечениях по высоте в отличие от пространственных лопаток ОК. Лопатки штампованные, из стального листа. Для соединения с основным и покрывающим дисками имеются отбортовки с отверстиями для заклепок. Понятно, что форма лопаток далека от формы удобообтекаемых аэродинамических профилей. Лопатки имеют постоянную толщину, тупую выходную кромку и примитивно заостренную переднюю кромку. В меридиональной плоскости входная кромка наклонена по отношению к осевому направлению. Это способствует лучшему обтеканию лопатки цилиндрической формы пространственным потоком.

На периферии лопатки закрыты покрывающим диском (закрытое колесо). Покрывающий диск с внутренней стороны имеет поверхность прямолинейного конуса. Криволинейная поверхность в этом случае, на первый взгляд, кажется предпочтительнее, так как поворот потока из осевого в радиальное направление на входе в РК происходит более плавно. Однако, исследования кафедры КВХТ привлекли внимание к негативным аспектам такого решения. Кроме того, криволинейная образующая покрывающего диска затруднила бы (или сделала невозможной) штамповку лопаток с отбортовкой.

Подобно ступице основного диска, утолщенная осевая часть покрывающего диска воспринимает наибольшие напряжения растяжения в поле центробежных сил. Толщина диска должна уменьшаться к периферии для приближения к условию равнопрочности.

Для соединения трех элементов РК используются заклепки. Их полукруглые головки выступают в проточную часть РК. С наружной стороны дисков головки потайные, утопленные в тело дисков. Наружные поверхности дисков после склепки обтачиваются для уменьшения потерь трения о газ при вращении РК. Снаружи осевой части покрывающего диска делают канавки или закатывают гребни для лабиринтных уплотнений.

При оценке достоинств и недостатков разных типов центробежных колес следует принимать во внимание индивидуальный, или мелкосерийный характер производства промышленных ТК. При таком производстве желательно, чтобы технология не требовала специальных станков и дорогостоящей оснастки. Для производства РК со

штампованными лопатками подходят обычные токарные станки (или карусельные — при очень больших диаметрах).

Недостатки этого типа РК:

– ограниченная окружная скорость — не более $240 \div 260$ м/с. Ограничение связано как со статическими, так и с динамическими нагрузками на заклепочное соединение. Отверстия под заклепки в дисках являются концентраторами напряжений. В промежутках между лопатками на диаметре D_2 более тонкий покрывающий диск колеблется. Динамические нагрузки ведут к появлению усталостных трещин между заклепочными отверстиями с последующим разрушением части покрывающего, а иногда основного диска между лопатками — рис. 3.3;

– находящиеся в проточной части отбортовки лопаток и головки заклепок увеличивают потери напора в РК. По оценкам специалистов по сравнению с РК, у которых проточная часть имеет гладкие поверхности правильной формы, КПД рассматриваемых колес меньше на $1,5 \div 2\%$.



Рис. 3.3. Фото полотна диска разрушившегося после образования усталостных трещин

РК с цельнофрезерованными лопатками. Развитием рассмотренной выше конструкции являются закрытые рабочие колеса с цилиндрическими лопатками, представляющими единое целое с основным диском. Форма проточной части РК такая же, как в предыдущем случае. Лопатки сделаны заодно с основным диском путем выфрезеровывания металла из объема

межлопаточного канала — рис. 3.4.

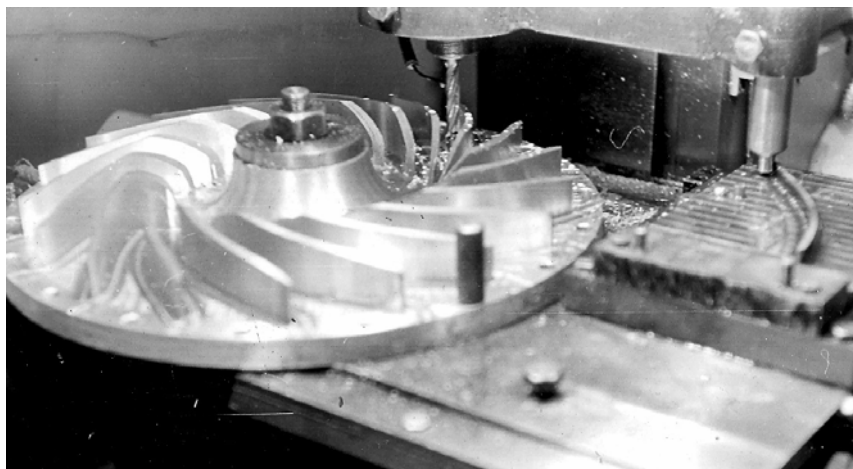


Рис. 3.4. Обработка лопаток на поверхности основного диска РК на копировально-фрезерном станке (кафедра КВХТ СПбГПУ)

Технология изготовления таких РК не требует сложного оборудования. Помимо токарного, нужен копировально-фрезерный станок с простым движением инструмента.

Ранее, а в некоторых случаях и сейчас, покрывающий диск крепился с помощью заклепок, проходящих сквозь отверстия в лопатках — рис. 3.5.

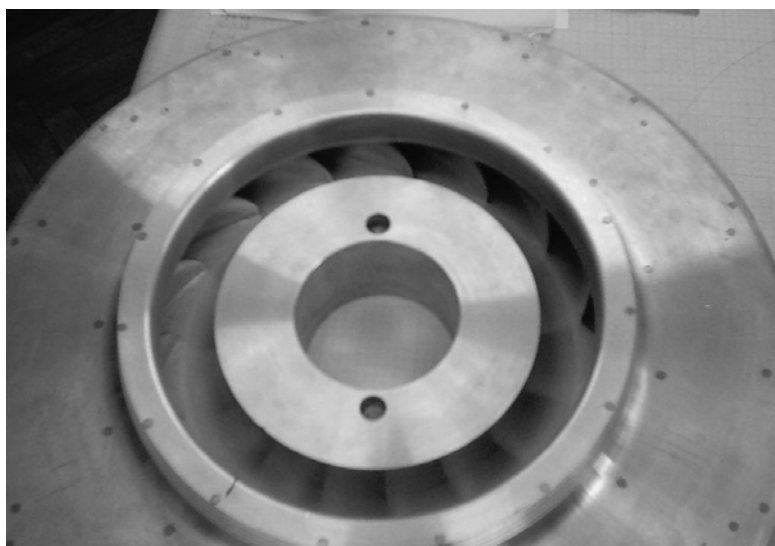


Рис. 3.5. Закрытое РК с цельнофрезерованными лопатками и приклепанным покрывающим диском (кафедра КВХТ СПбГПУ)

Отсутствие отбортовок и заклепок снижает потери и повышает прочность РК. Если штампованные лопатки имеют толщину листа, то здесь лопатки делают толще, чтобы через них можно было пропустить заклепки. Лопатки выполняют с постоянной толщиной, чтобы на периферии поместилась заклепка. Толщину лопатки принимают в пределах $1,5 \div 2\%$ от D_2 . Входную кромку заостряют. Выходную кромку иногда оставляют тупой, но ее заострение уменьшает кромочные потери. Более прочная конструкция увеличивает предельную окружную скорость до $280 \div 300$ м/с, иногда до 315 м/с. Критические элементы — как и в предыдущей конструкции. Это заклепки и полотно покрывающего диска между лопатками (в литературе эту часть дисков иногда называют отсеками).

Более современный способ крепления покрывающего диска — приварка его к торцам лопаток. Сам по себе процесс сварки вызывает проблемы, так как может привести к остаточным термическим напряжениям из-за местного нагрева в процессе сварки. Для уменьшения этих напряжений при сварке все колесо нагревают газовыми горелками, а после сварки производят отпуск с дальнейшим нагревом в печи и последующим плавным охлаждением. Затем колесо обтачивается по наружному диаметру и наружным поверхностям дисков.

Колеса большого размера сваривают вручную изнутри межлопаточного канала. Наличие сварного шва и неизбежная деформация изделия несколько ухудшают условия течения по сравнению с РК с приклепанным диском.

Еще более современный способ сварки применяют предприятия, располагающие станками с числовым программным управлением (ЧПУ). Такое оборудование позволяет оперативно производить обработку деталей по любым пространственным поверхностям. В этом случае в покрывающем диске делают сквозные прорезы, соответствующие торцам лопаток — рис. 3.6. Сварку производят снаружи с последующей обточкой покрывающего диска. Способ хорош тем, что он годится и для РК небольшого размера, или с узкими каналами, внутрь которых нельзя ввести сварочный электрод.

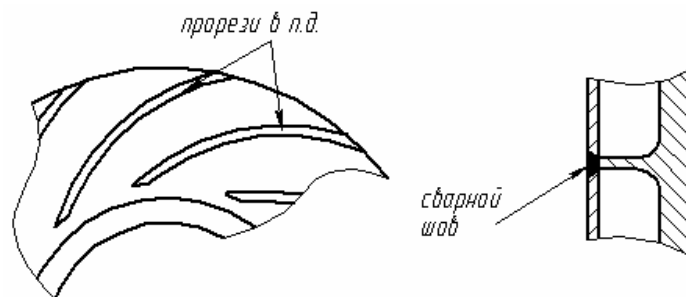


Рис. 3.6. Схема сварки покрывающего диска и лопаток через прорези в покрывающем диске

Альтернативный способ крепления покрывающего диска — вакуумная пайка с применением специальных припоев на базе дорогостоящих металлов. Вырезанные из листа по форме торца лопаток кусочки припоя зажимаются между этими торцами и покрывающим диском. Собранный таким образом колесо помещается в рабочую часть печи, в которой создается вакуум. Затем температура поднимается до 1000°С. В течение нескольких часов происходит диффузия материала припоя в покрывающий диск и в торцы лопаток. Этот способ считается довольно дорогим и мало производительным, но позволяет собирать колеса с узкими межлопаточными каналами.

Полуоткрытое рабочее колесо типа «радиальная звезда». Описанные рабочие колеса являются традиционными для промышленных ЦК. Первые турбореактивные двигатели (появление в начале 1940-х гг.) имели одноступенчатые центробежные компрессоры с рабочим колесом, которое получило название «радиальная звезда с вращающимся направляющим аппаратом» — рис. 3.7. Двигатели с такими компрессорами получили исключительное распространение до конца 1950-х гг., когда им на смену пришли ГТД с ОК.

У авиационных ТРД колеса такого типа — составные. Основная часть — радиальная звезда. Это основной диск с радиально расположенными лопатками. Соответственно, угол выхода лопаток $\beta_{л2} = 90^\circ$. Колеса — обычно из алюминиевого сплава, лопатки выфрезерованы на поверхности диска. Поток входит в межлопаточные каналы в осевом направлении, т.е. колесо осерадиальное. Структура потока аналогична

входу в РК осевого компрессора, поэтому лопатки вращающегося направляющего аппарата должны иметь пространственную форму, обеспечивающую безударный вход потока по всей высоте лопаток. Покрывающий диск отсутствует. Такое рабочее колесо — полуоткрытое (мало применяемые открытые колеса не имеют и основного диска). Наружной ограничивающей поверхностью проточной части служит поверхность корпуса. Радиально-осевой зазор между корпусом и торцами лопаток, как и у осевого РК, может быть источником потерь, если зазор большой.

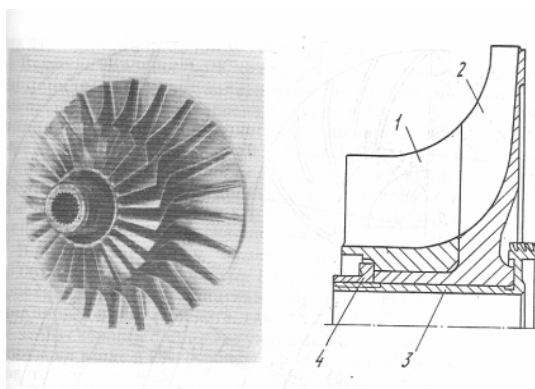


Рис. 3.7. Рабочее колесо типа «радиальная звезда с ВрНА» — общий вид и схема [19]

Описываемое рабочее колесо обладает наилучшими механическими свойствами и может применяться при самых высоких окружных скоростях — до 650 м/с и более. Причины:

- отсутствует покрывающий диск, который в поле центробежных сил нагружен больше основного диска;
- соответственно отсутствует проблема его соединения с основным диском;
- радиально расположенные лопатки не создают в поле центробежных сил изгибных напряжений в месте соединения с диском. Одновременно лопатки являются как бы ребрами жесткости для основного диска.

Достоинством РК с углом выхода является большой коэффициент напора $\psi_T \approx 0,90$. Вместе с высокой окружной скоростью это позволяет получить очень большое отношение давлений в одной ступени, у первых

ТРД до 5÷6. Опубликованы данные по экспериментальным компрессорам малых ГТД с отношением давлений 14–16 (в одной ступени).

Ниже будет показано, что большие углы выхода лопаток, точнее высокие коэффициенты теоретического напора, имеют следствием пониженный КПД и приближение границы помпажа к расчетному режиму. Это ограничивает применение подобных РК в промышленных компрессорах. Иногда их применяют в качестве первых ступеней, когда желательно обеспечить высокий напор и расход. Из ГТД центробежные компрессора практически полностью вытеснены осевыми компрессорами. Широкая область применения одноступенчатых компрессоров с колесами типа «радиальная звезда» — газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания — пример на рис. 3.8.

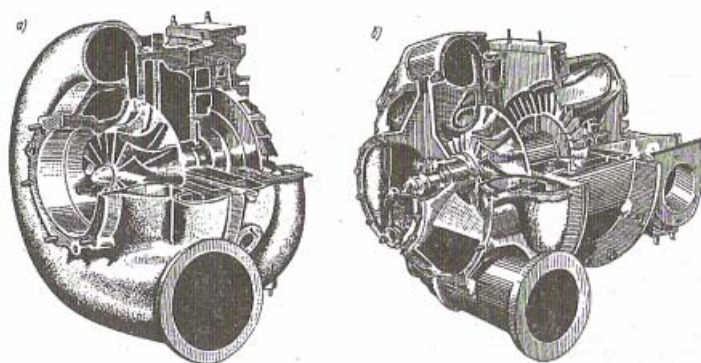
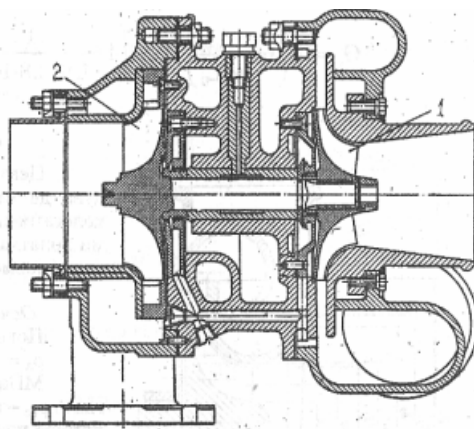


Рис. 3.8. Вверху — разрез отечественного агрегат турбонаддува ДВС типа ТКР (радиальная турбина, вращаемая выхлопными газами двигателя — слева), внизу — внешний вид агрегатов турбонаддува с радиальной и осевой турбинами

Диапазон применения турбонаддува очень широк — от наддува небольших автомобильных двигателей до огромных судовых дизелей. Ряд отечественных агрегатов ТКР — ТК включает ЦК с диаметрами рабочих колес $55\div 750$ мм (при прочих равных условиях мощность ТК пропорциональна кубу диаметра). У особо крупных ДВС диаметр РК компрессора турбонаддува может превышать 1 м.

Обычно окружная скорость таких компрессоров лежит в пределах $200\div 300$ м/с, и только у очень форсированных дизелей достигает 450 м/с. Т.к. окружная скорость относительно невелика, рабочие колеса делают отливкой из алюминиевого сплава целиком. Радиальная звезда и ВрНА здесь единое целое.

Полуоткрытые РК с углом выхода лопаток меньше 90° . Если плоские лопатки радиальной звезды наклонить по отношению к радиальному положению, уменьшится выходной угол лопаток $\beta_{л2}$. Это способствует повышению КПД и улучшению запаса по помпажу ступени. В более ранних конструкциях радиальные в начальной части лопатки отклоняли в сторону уменьшения $\beta_{л2}$ в их выходной части — рис. 3.9.

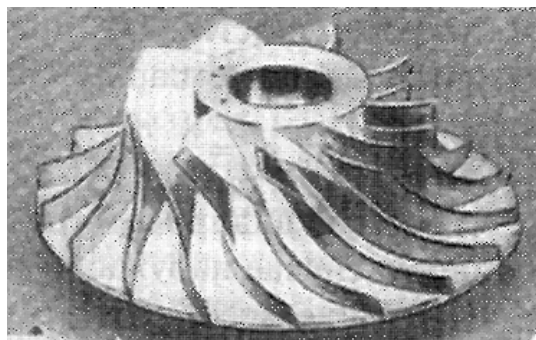


Рис. 3.9. Полуоткрытые РК с углом выхода лопаток меньше 90°

У таких РК угол выхода обычно лежит в пределах $60\div 70^\circ$. При этом коэффициент напора меньше, чем у радиальной звезды, но выше КПД и лучше «запас по помпажу». По прочности эти РК уступают радиальной звезде, так как нерадиальные лопатки создают изгибные напряжения в месте соединения с диском. Такие колеса применяют в современных многовальных промышленных ЦК. Там колеса расположены по одному на концах вала и обеспечение и контроль минимальности зазора на концах

лопаток не вызывает больших затруднений. Имеется информация об использовании таких РК в промышленных компрессорах при высокой окружной скорости, равной 420 м/с.

Закрытые осерадиальные РК с пространственными лопатками. Нетрудно заметить, что в колесах предыдущего типа поток сначала меняет направление в ВрНА, затем поворачивает из осевого в радиальное направление, затем отклоняется в сторону, противоположную вращению. Современные колеса с пространственными лопатками осуществляют отклонение потока плавно на всем протяжении межлопаточного канала. Такие РК обычно делают с покрывающим диском. На рис. 3.10 показан внешний вид РК такого типа и схема его лопаточной решетки — покрывающий диск снят.

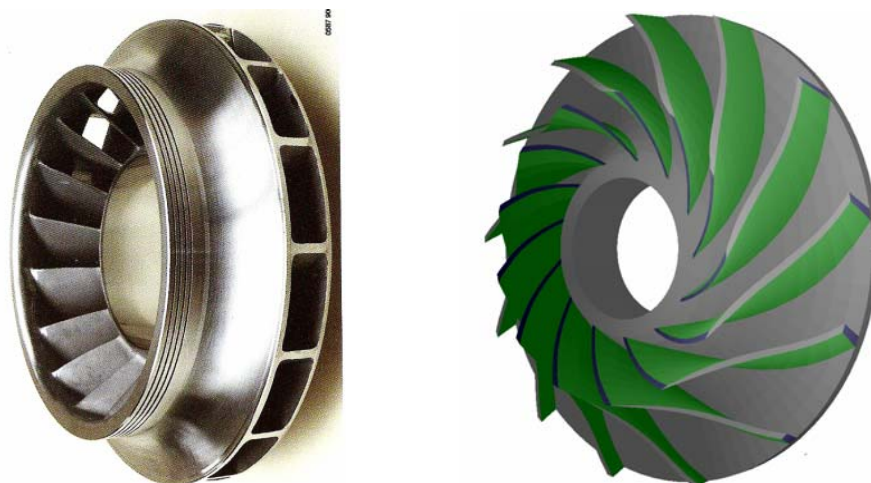


Рис.3.10. Внешний вид закрытого осерадиального РК с пространственными лопатками и схема его лопаточной решетки (покрывающий диск снят). Рабочее колесо обточено по наружному диаметру после приварки покрывающего диска, поэтому выходные кромки лопаток — тупые

В данном случае лопатка не разделяется на радиальную цилиндрическую и осевую профилированную части. Она имеет трехмерную форму всей поверхности. Аэродинамически это более сложный, но и наиболее совершенный подход. В менее ответственных случаях лопатки штампуют и приваривают к основному и покрывающему

дискам. В большинстве случаев лопатки выфрезеровывают на основном диске на станках с ЧПУ. Широкие колеса сваривают изнутри, а более узкие через прорези поверх лопатки.

Рациональная область применения осерадиальных пространственных РК — высокие коэффициенты расхода. Там их высокая стоимость оправдана.

Традиционные РК на расчетном режиме имеют диапазон коэффициентов расхода $\Phi_p = 0,01 \div 0,085$. Осерадиальные пространственные РК имеют $\Phi_p = 0,08 \div 0,15$. Окружная скорость может достигать $320 \div 360$ м/с.

РК типа «радиальная звезда» так же приспособлена для больших расходов $\Phi_p \leq 0,15$, но их также применяют при малых расходах в нагнетателях ДВС, где их коэффициент расхода может составлять всего $0,025$.

Связь угла лопаток на выходе из РК с коэффициентом напора и реактивностью.

В разделе «Ступень турбокомпрессора» вопрос был рассмотрен применительно к воображаемому РК с бесконечно большим количеством бесконечно тонких лопаток и при отсутствии закрутки на входе. Разумеется, при бесконечном числе лопаток потери трения были бы бесконечно велики, поэтому имелось в виду движение невязкого газа.

При $z = \infty$ из уравнения напорной характеристики $\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_{л2}$ следует, что при коэффициенте расхода $\varphi_{2\max} = \operatorname{tg} \beta_{л2}$ коэффициент напора равен нулю. Угол наклона напорной характеристики к радиальному направлению при бесконечном числе лопаток равен углу выхода лопаток $\gamma_\infty = \beta_{л2}$ (рис. 3.11, а), так как:

$$\operatorname{tg} \gamma_\infty = \frac{\varphi_{2\max} = \operatorname{tg} \beta_{л2}}{\psi_{T\infty 0} = 1,0} = \operatorname{tg} \beta_{л2}.$$

В реальных рабочих колесах угол выхода потока меньше угла лопаток на величину угла отставания (причины отставания потока от направления лопаток, роль их конечного числа и вязкости рассмотрены в курсе «Теория турбомашин»):

$$\beta_2 = \beta_{л2} - \Delta\beta. \quad (3.1)$$

Как и при бесконечном количестве лопаток, зависимость коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода определяется тригонометрическими соотношениями в выходном треугольнике скоростей:

$$\psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2} = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (3.2)$$

Расчеты показывают, что у «идеальных» рабочих колес с конечным числом лопаток (невязкое обтекание с выполнением условия Кутта — Жуковского) зависимость $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$ остается линейной. На рис. 3.11, а, б, в, г показаны напорные характеристики четырех рабочих колес с разными углами выхода лопаток. Расчет квазитрехмерного невязкого потока выполнен по программе ЗДМ.023 кафедры КВХТ. Рабочие колеса имеют одинаковые размеры входа. Число лопаток и высота лопаток на выходе менялись в соответствии с принципами профилирования РК с разными $\beta_{л2}$. Форма средней линии лопаток — дуга окружности.

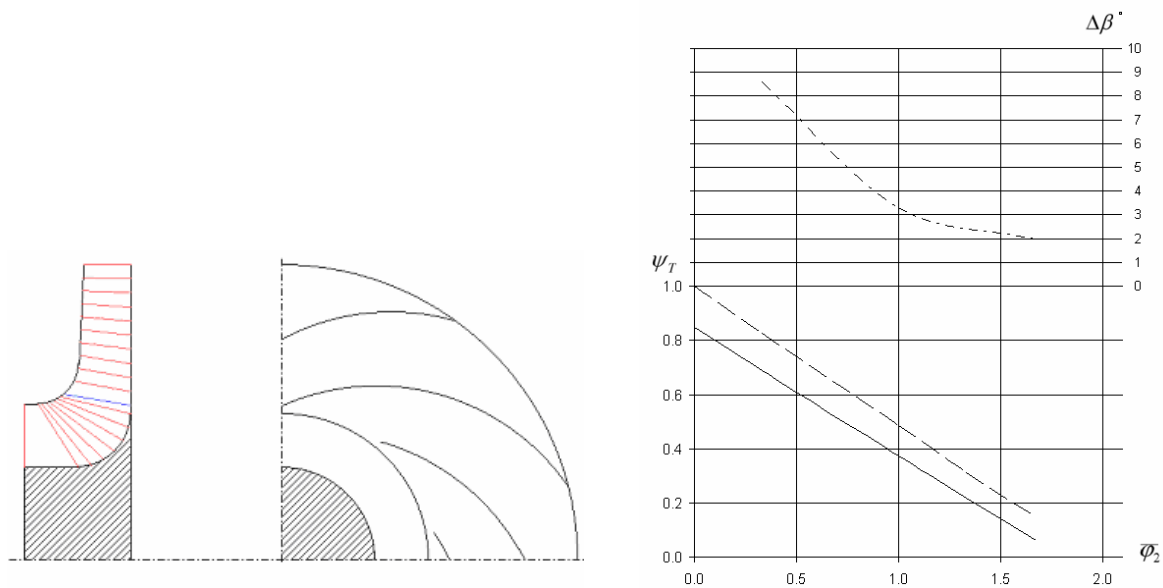


Рис. 3.11, а. Схема рабочего колеса с $\beta_{л2} = 20^\circ$ и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

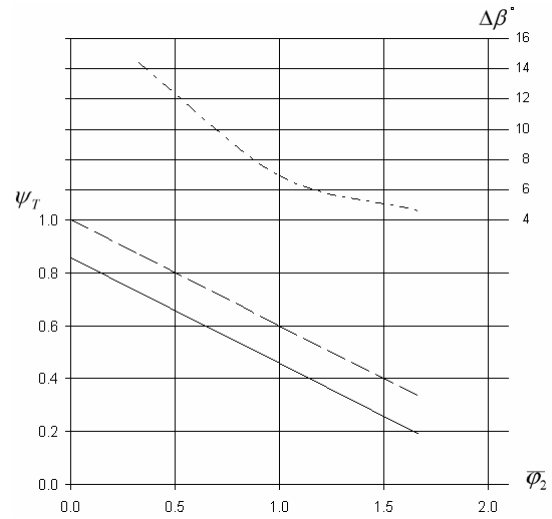
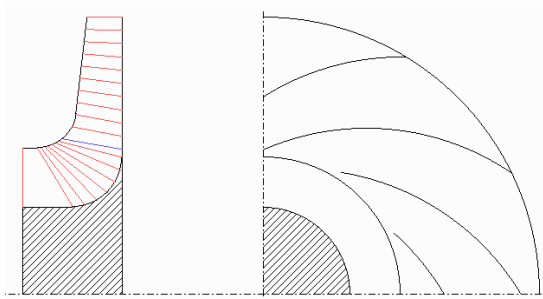


Рис. 3.11, б. Схема рабочего колеса с $\beta_{л2} = 30^\circ$ и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

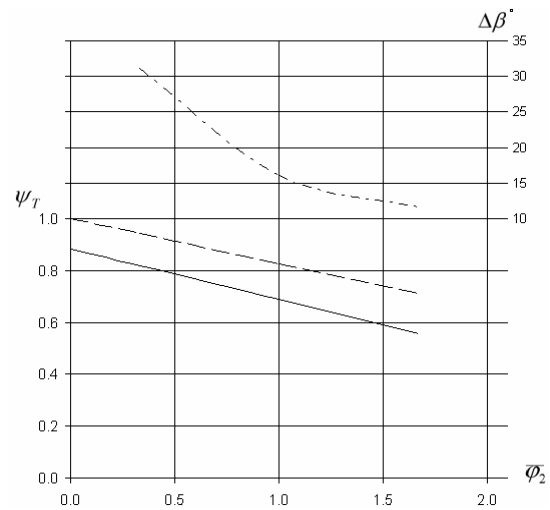
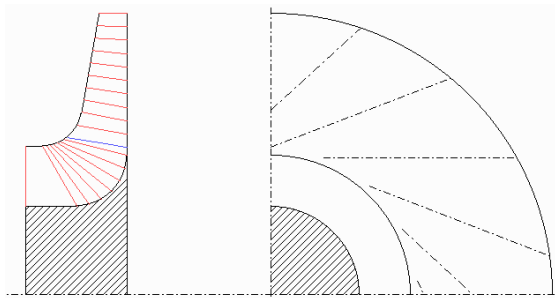


Рис. 3.11, в. Схема рабочего колеса с $\beta_{л2} = 60^\circ$ и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

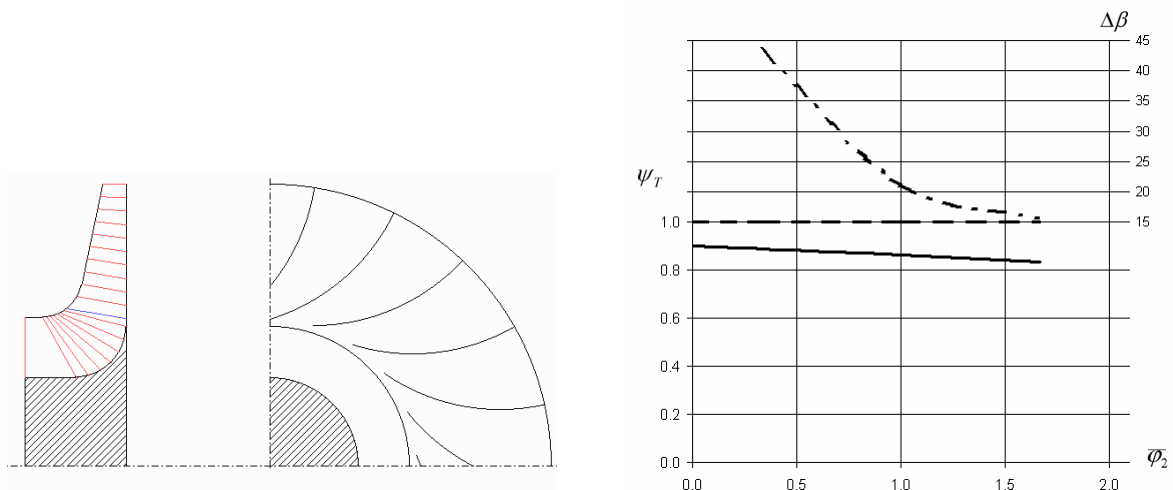


Рис. 3.11, з. Схема рабочего колеса с $\beta_{л2} = 90^\circ$ и его напорные характеристики при конечном (невязкое обтекание) и бесконечном числе лопаток

На рис. 3.11:

- сплошные линии $\psi_{T ideal} = f(\varphi_2)$;
- штриховые линии $\psi_{T z=\infty} = f(\varphi_2)$;
- штрихпунктирные линии $\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2 = f(\varphi_2)$.

Результаты расчетов показывают следующее:

- напорная характеристика $\psi_{T ideal} = f(\varphi_2)$ для РК в вязком потоке имеет линейный характер;
- характеристики проходят ниже напорных характеристик тех же РК при бесконечном числе лопаток, что является естественным следствием отставания потока на выходе из РК;
- наклон напорных характеристик по отношению к оси ординат (угол γ) не равен углу лопаток, как при $z = \infty$. В случае самого низконапорного из рассмотренных РК ($\beta_{л2} = 20^\circ$) характеристика проходит более полого, чем при бесконечном числе лопаток — $\gamma > \gamma_\infty$. При $\beta_{л2} = 30^\circ$ наклон характеристик практически одинаковый, с ростом угла выхода различие в наклоне характеристик возрастает;
- максимальное значение коэффициента теоретического напора при нулевом расходе ψ_{T0} меньше единицы ($\psi_{T0\infty} = 1,0$ при бесконечном числе

лопаток). Для представленных РК эта величина увеличивается от $\psi_{T0} = 0,85$ до $0,90$ при увеличении выходного угла $\beta_{л2}$ от 20° до 90° ;

– линейность напорной характеристики $\psi_{Tideal} = f(\varphi_2)$ в данном случае не свидетельствует о постоянстве угла выхода потока из РК на разных режимах. На рис. 3.11, а — г показано, как меняется угол отставания $\Delta\beta = \beta_{л2} - \beta_2$ для разных РК;

– угол отставания во всех случаях увеличивается при уменьшении расхода.

Напомним, что продувки плоских решеток ОК показывают другую картину. Там угол отставания практически одинаков на всех режимах — до появления развитого срыва при больших положительных углах атаки. У центробежной ступени проявляется специфика круговых вращающихся решеток, в которых важную роль играет относительный вихрь. В качестве примера на рис. 3.12 показаны треугольники скоростей при $\varphi_2 \geq \varphi_{2p}$ для двух РК согласно рис. 3.11, б и 3.11, г.

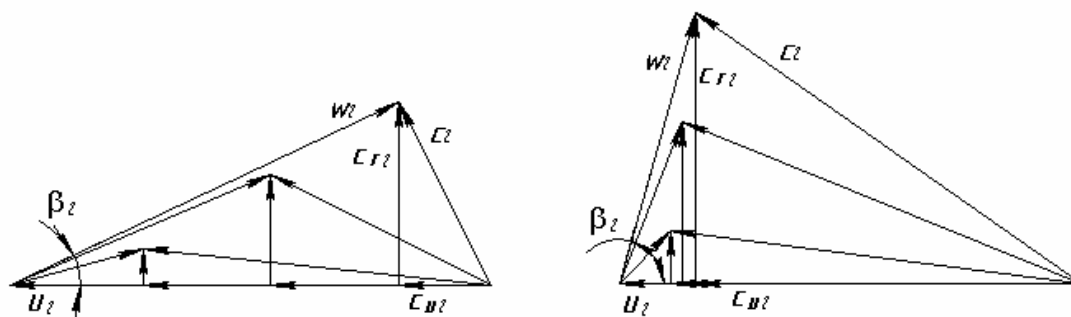


Рис. 3.12. Треугольники скоростей РК с $\beta_{л2} = 30^\circ$ (вверху) и 90° (внизу) при трех коэффициентах расхода. Невязкое обтекание

Как известно, вязкость проявляется, в том числе, и в уменьшении теоретического напора — по сравнению с невязким обтеканием. Главными обстоятельствами, влияющими на уменьшение напора, считается образование низкоэнергетической зоны — следа — на выходе из РК — рис. 3.13. Активная часть потока отодвигается в сторону, противоположную вращению, угол выхода потока уменьшается. Одновременно возрастает расходная составляющая скорости. При

$\beta_2 < 90^\circ$ это дополнительно уменьшает теоретический напор ($c_{u2} = u_2 - c_{r2} \text{ctg} \beta_2$).

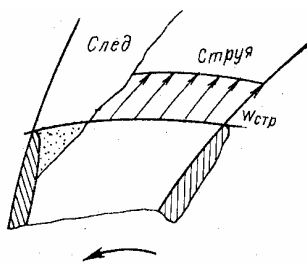


Рис. 3.13. Влияние следа на отклоняющую способность лопаточной решетки РК. Скорость газа в следе условно принята равной нулю

На рис. 3.14 в качестве примера показаны напорные характеристики некоторых модельных ступеней кафедры КВХТ.

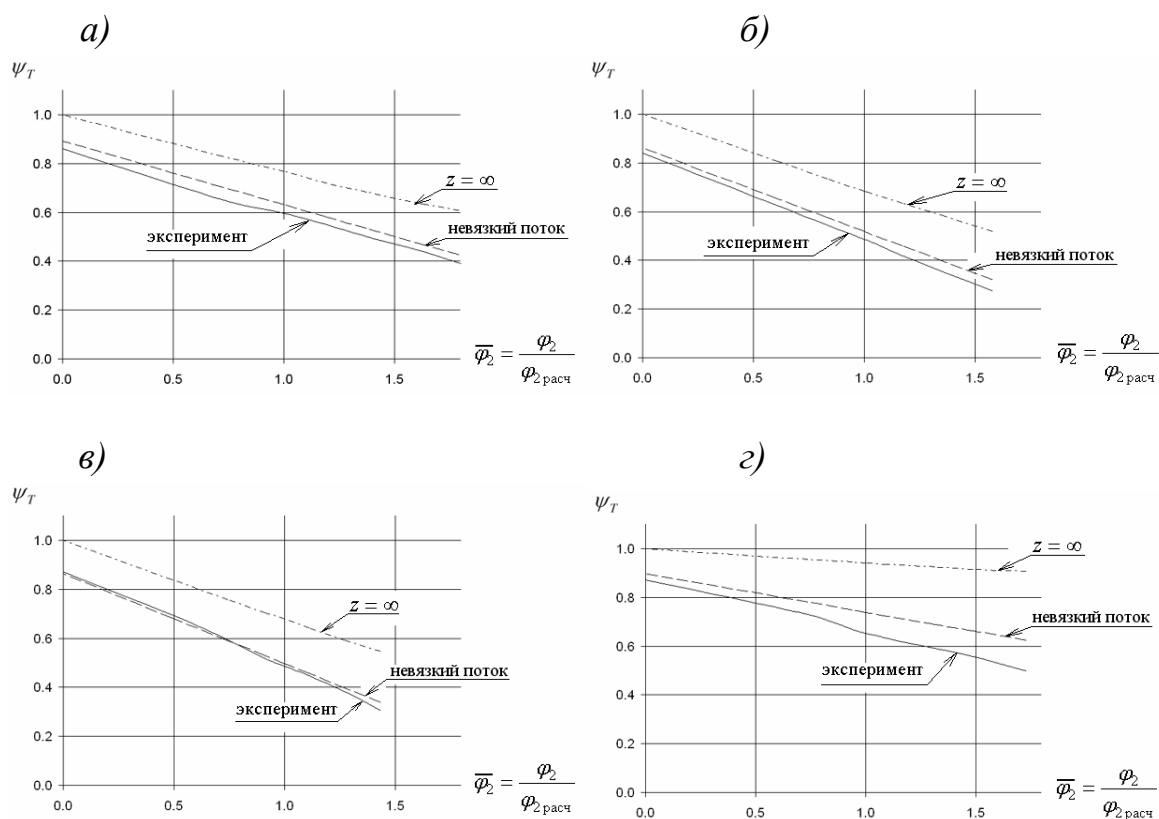


Рис.3.14. Напорная характеристика РК: a — $\psi_{Тр} = 0,55$, $\Phi_p = 0,028$;
 $б$ — $\psi_{Тр} = 0,50$, $\Phi_p = 0,048$; $в$ — $\psi_{Тр} = 0,48$, $\Phi_p = 0,064$;
 $г$ — $\psi_{Тр} = 0,70$, $\Phi_p = 0,070$

В общем, и реальные напорные характеристики меняются по закону, близкому к линейному, хотя и идут ниже напорных характеристик этих РК при невязком обтекании.

На напор реальных РК влияет ряд факторов — форма средней линии лопаток в радиальной плоскости, форма выходных кромок (тупые, заостренные), даже тип диффузора — лопаточный, безлопаточный. Эти факторы играют заметную, но в целом вторичную роль. Общая закономерность заключается в том, что аэродинамически более совершенные РК имеют характеристики $\psi_T = f(\varphi_2)$ более близкие к рассчитанным при невязком обтекании. Тут следует отметить роль выходного угла лопаток с учетом его влияния на коэффициент теоретического напора. Очевидно, чем больше $\beta_{л2}$ и сопутствующее ему более высокое значение ψ_{Tp} , тем вероятнее возникновение низкоэнергетической зоны — следа на задней поверхности лопаток. Понятно, что при небольшом отклонении потока лопатками в РК на рис. 3.11, а, б возникновение следа менее вероятно, чем в РК с $\beta_{л2} = 90^\circ$ — рис. 3.11, г.

Как и в случае невязкого обтекания, с ростом ψ_{Tp} увеличивается крутизна действительной напорной характеристики по отношению к характеристике с бесконечным числом лопаток.

Схожесть действительных напорных характеристик с характеристиками при бесконечном числе лопаток позволяет подтвердить общий вывод, сделанный на основании анализа последних в разделе «Ступень турбокомпрессора»:

– при прочих равных условиях большим выходным углам лопаток соответствуют большие коэффициенты теоретического напора, в том числе на расчетном режиме (ψ_{Tp});

– чем меньше коэффициент теоретического напора ψ_{Tp} , тем круче проходит напорная характеристика. Угол наклона характеристики к оси ординат:

$$\gamma = \arctg \frac{\varphi_{2p}}{\psi_{T0} - \psi_{Tp}}; \quad (3.3)$$

– соотношение между степенью реактивности и коэффициентом теоретического напора такое же, как и при бесконечном числе лопаток. При условии равенства расходных скоростей на входе и выходе РК:

$$\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} = 1 - 0,5\Psi_T \quad (3.4)$$

То есть, чем выше коэффициент теоретического напора на расчетном режиме (больше выходной угол лопаток), тем меньше степень реактивности.

Влияние расчетного коэффициента напора (выходного угла лопаток) на КПД ступени.

Применив принцип суммирования потерь напора в элементах ступени, и заменив напоры через соответствующие безразмерные коэффициенты, получим следующее соотношение для потери КПД в рабочем колесе и в неподвижных элементах ступени:

$$h_{wст} = h_{wPK} + h_{wHЭ}, \quad \eta_w = \frac{h_T - h_{wPK} - h_{wHЭ}}{h_T} = 1 - \Delta\eta_{PK} - \Delta\eta_{HЭ},$$

где

$$\Delta\eta_{PK} = 0,5 \frac{\zeta_{PK}}{\Psi_T} \left(\frac{w_1}{u_2} \right)^2, \quad \Delta\eta_{HЭ} = 0,5 \frac{\zeta_{HЭ}}{\Psi_T} \left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2. \quad (3.5)$$

При формальном рассмотрении формулы для потери КПД в рабочем колесе следует вывод о положительном влиянии больших значений Ψ_{Tp} на эффективность. К сожалению, сильное отклонение потока лопатками в РК с высокими значениями коэффициента напора и значительное замедление потока ведут к развитию следа с ростом вихревых потерь. На рис.3.15 сопоставлены диаграммы поверхностных скоростей низконапорного и высоконапорного РК (РК по рис. 3.11, б и 3.11, з).

В результате неизбежности значительного среднего замедления $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1}$ и особо опасного снижения скорости вдоль задней поверхности

лопаток $\dot{w}_3 = \frac{w_2}{w_{max}}$ у высоконапорных РК коэффициенты потерь значительно больше, а КПД — ниже.

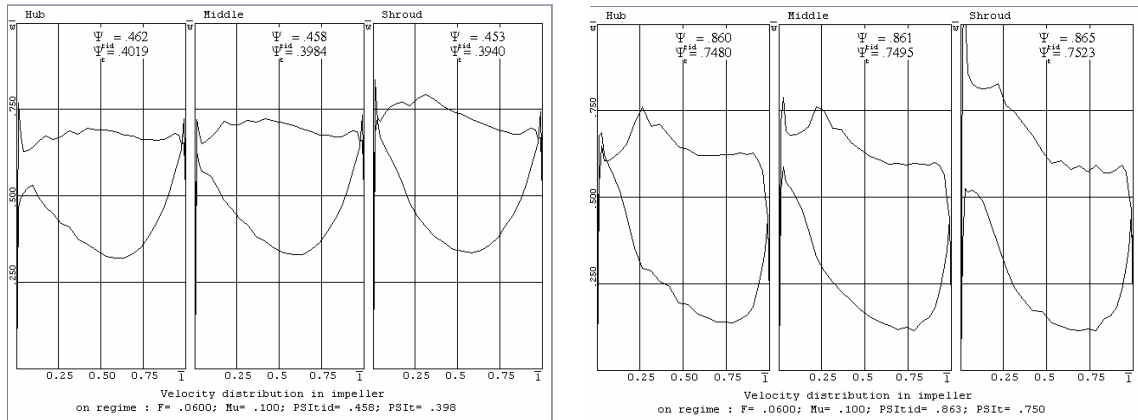


Рис. 3.15. Сопоставление диаграмм поверхностных скоростей на трех поверхностях тока рабочих колес с $\beta_{12} = 30^\circ$ и 90° (схемы проточной части на рис. 3.11, б и рис. 3.11, з)

С учетом того, что квадрат безразмерной скорости на выходе из РК — входе в НЭ равен $\bar{c}^2 = \left(\frac{c_u^2 + c_r^2}{u_2^2} \right) = \psi_T^2 + \varphi_2^2$, а связь между компонентами скорости можно установить через угол потока $\varphi_2 = \psi_T \operatorname{tg} \alpha_2$ на выходе из РК, потеря КПД в неподвижных элементах предстанет в виде^{*}:

$$\Delta \eta_{\text{НЭ}} = 0,5 \zeta_{\text{НЭ}} \psi_T (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2). \quad (3.6)$$

То есть, потеря КПД в неподвижных элементах ступени больше при большем коэффициенте теоретического напора.

Таким образом, при прочих равных условиях (одинаковые критерии подобия, одинаковые конструктивные ограничения, равное совершенство приемов проектирования) наибольший КПД может быть получен в ступенях с низконапорными РК.

В промышленных ЦК чаще применяют низконапорные и средненапорные РК с $\psi_{\text{Тр}} = 0,42 \div 0,60$. У транспортных ЦК популярны РК типа «радиальная звезда» с углом выхода лопаток 90° . В зависимости от

* Ради наглядности анализа в этом разделе рассматриваются только потери напора в собственно проточной части, характеризующиеся гидравлическим КПД. Так называемые внешние, они же щелевые потери, рассмотрены ниже. Они практически не влияют на результаты анализа.

конкретной формы проточной части у таких РК $\psi_{Тр} = 0,82 \div 0,92$ (меньшие значения у маленьких рабочих колес с малым числом лопаток). Осерадиальные РК с $\beta_{л2} < 90^\circ$ имеют, соответственно, меньший коэффициент напора.

На рис. 3.16 показана типичная зависимость достижимого максимального КПД от расчетного коэффициента напора по опыту проектирования.

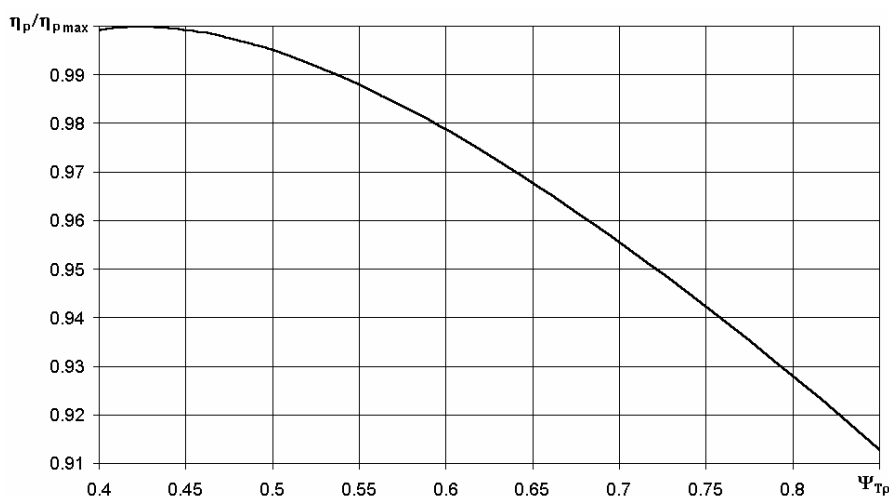


Рис. 3.16. Зависимость $\eta_r/\eta_{r\max} = f(\psi_{Тр})$ в соответствии с опытом проектирования модельных ступеней и с расчетами Методом универсального моделирования — рабочие колеса традиционного типа

Влияние расчетного коэффициента напора (выходного угла лопаток) на форму характеристики полезного напора.

Итак, напорные характеристики реальных ступеней $\psi_T = f(\varphi_2)$ практически линейны и направлены в точку $\psi_{T0} \approx 0,85 \div 0,90$ (при нулевом расходе). Крутизна напорных характеристик тем больше, чем меньше коэффициент теоретического напора на расчетном режиме. Приблизительно соответствует действительности изменение коэффициента теоретического напора от расхода, показанное на рис. 3.17.

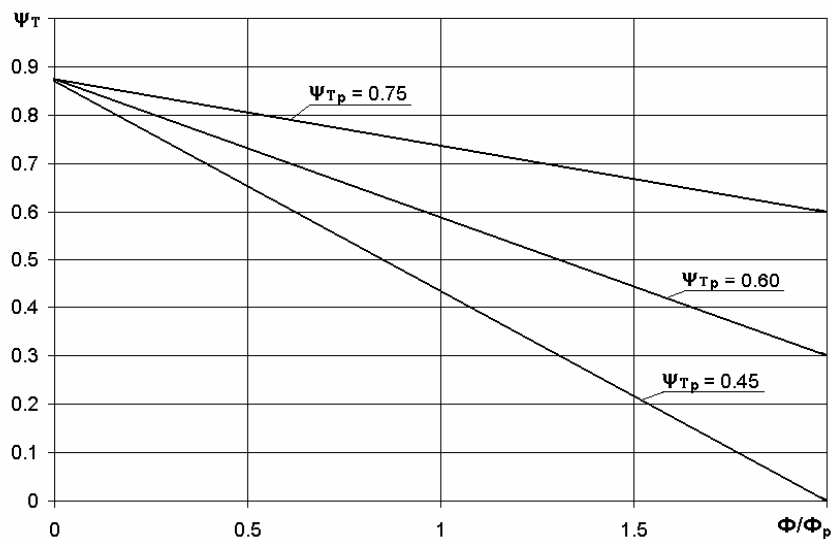


Рис. 3.17. Примерная зависимость $\psi_T = f(\Phi/\Phi_p)$ при разных ψ_{Tp} по данным расчетов и экспериментов

Известно, что на расчетном расходе имеет место наиболее благоприятное обтекание лопаток колес и неподвижных элементов, так как поток поступает в межлопаточные каналы в направлении входных кромок лопаток. При расходе меньше расчетного поток направлен под меньшим углом и вынужден резко поворачивать при взаимодействии с входными кромками лопаток, что приводит к появлению так называемых ударных потерь. То же происходит и при расходе больше расчетного. При $\Phi > \Phi_p$ снижение КПД происходит так же из-за роста скоростей и снижения коэффициента теоретического напора.

Устойчивую работу ступени ограничивает расход, при котором развивается максимальное отношение давлений. Отношение давлений связано с подводимой к газу механической работой (безразмерные характеристики — коэффициент напора ψ_T и условное число Маха M_u), и с эффективностью ее преобразования — КПД. Напомним соответствующие соотношения:

Механическая работа, необходимая для создания заданного отношения давлений и перемещения газа в область повышенного давления:

$$h_T = \frac{h_p}{\eta} = \frac{k}{k-1} RT_n \left(\Pi^{\frac{k}{k-1}\eta} - 1 \right),$$

откуда

$$\Pi = \left(1 + (k-1)\psi_T M_u^2\right)^{\frac{k}{k-1}n}. \quad (3.7)$$

Если рассматривать протекание характеристики $\Pi = f(\varphi_2)$ от предельно большого расхода в направлении расчетного режима с максимальным КПД, то будет виден быстрый рост отношения давлений, так как эффект от роста коэффициента напора усиливается ростом КПД. При расходе меньше расчетного рост отношения давлений замедляется, так как эффект от роста коэффициента напора ослабляется снижением КПД. Понятно, что чем круче напорная характеристика, тем дальше от расчетной точки будет достигнута граница помпажа.

Сказанное иллюстрируют расчетные характеристики трех ступеней, отличающихся только расчетным коэффициентом напора РК, а именно $\psi_T = 0,45, 0,65$ и $0,82$ — рис.3.18, *а, б, в*. Отношение $\Phi_{кр}/\Phi_p$ — «запас по помпажу» характеризует способность ЦБН работать при расходах, меньше расчетного. Чем меньше значение $\Phi_{кр}/\Phi_p$, тем эффективнее эксплуатация ЦБН на нерасчетных режимах с расходом меньше расчетного. Для сопоставляемых на рис.3.18, *а, б, в* ступеней примем $\Phi_{кр}/\Phi_p = \Phi_{кр}/\Phi_{опт}$.

Из-за более крутой напорной характеристики у низконапорного РК с $\psi_T = 0,45$ «запас по помпажу» равен примерно $0,65$, против примерно $0,80$ у средненапорной ступени. То есть, в первом случае ступень может работать при расходе на 35% меньше оптимального, а во втором случае только на 20% .

Что касается высоконапорного РК, то у него практически горизонтальная напорная характеристика. При этом отношение давлений начинает снижаться сразу же после оптимальной производительности. То есть, в данном случае граница помпажа совпадает с оптимальным расходом. При использовании высоконапорных ступеней расчетную точку при проектировании компрессора приходится выбирать при расходе больше оптимального. Например, если для ступени на рис.3.18, *в* выбрать расчетный режим при $\Phi_p = 0,0485$, то получим запас по помпажу примерно $0,89$ и снижение КПД в расчетной точке примерно на 2% по сравнению с (и без того пониженным) максимальным КПД.

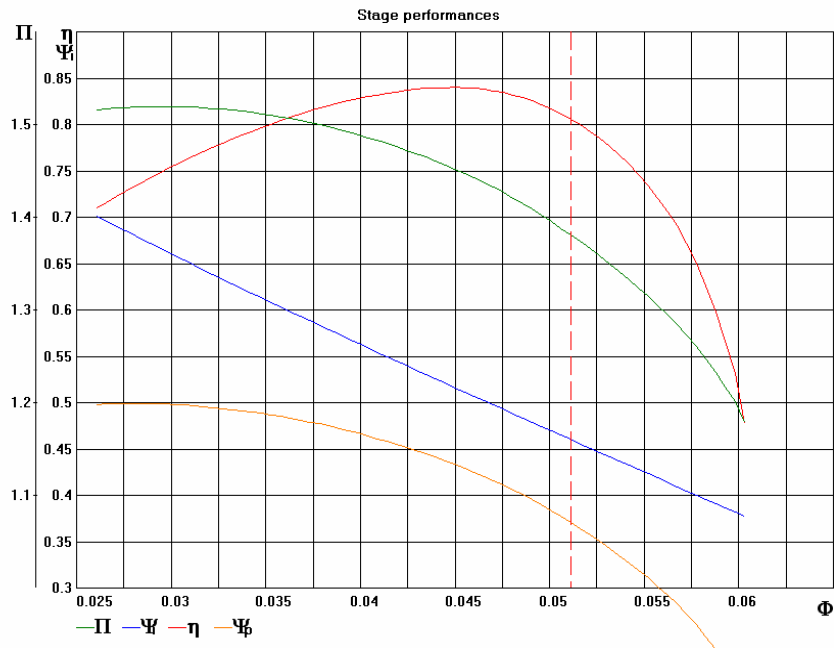


Рис. 3.18, а. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования, $M_u = 0,80$. Низконапорное РК с $\psi_T = 0,45$ (программа “ОРТИМ” Метода универсального моделирования)

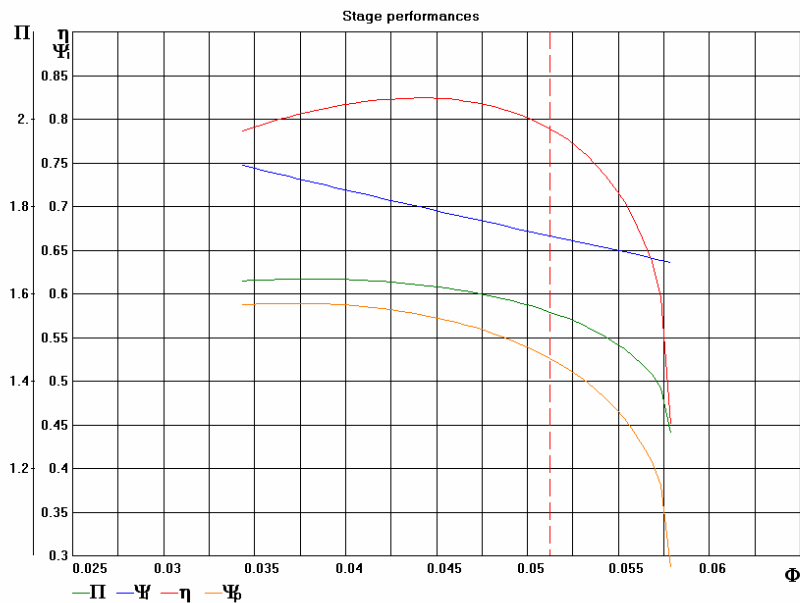


Рис.3.18, б. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования, $M_u = 0,80$. Средненапорное РК с $\psi_T = 0,65$ (программа “ОРТИМ” Метода универсального моделирования)

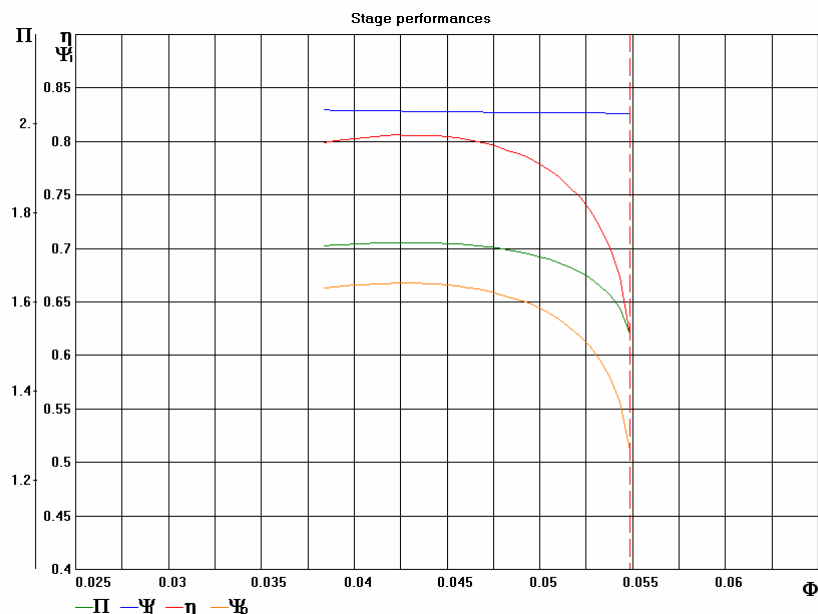


Рис. 3.18, в. Ожидаемые характеристики центробежной ступени РК + ЛД + ОНА на стадии проектирования, $M_u = 0,80$. Высоконапорное РК с $\psi_T = 0,82$ (программа “ОРТИМ” Метода универсального моделирования)

Безусловно, при прочих равных условиях ступени с высоконапорными РК развивают более высокое отношение давлений. Рассмотренные ступени при $M_u = 0,80$ в расчетной точке развивают отношение давлений примерно 1,45, 1,61 и 1,7, соответственно.

Как будет показано ниже, применение безлопаточных диффузоров способствует расширению устойчивой зоны работы. Низконапорные модельные ступени кафедры КВХТ СПбГПУ при малых $M_u \approx 0,55 \div 0,60$ имеют запас по помпажу $0,40 \div 0,45$, т.е. могут устойчиво работать при производительности на 60% меньше расчетной.

Приближенная количественная оценка влияния расчетного коэффициента напора ψ_{Tr} на запас по помпажу и на соотношение между коэффициентом политропного напора ψ_p на границе помпажа и в расчетной точке предпринята в [4]. Соответствующие графики показаны на рис. 3.19.

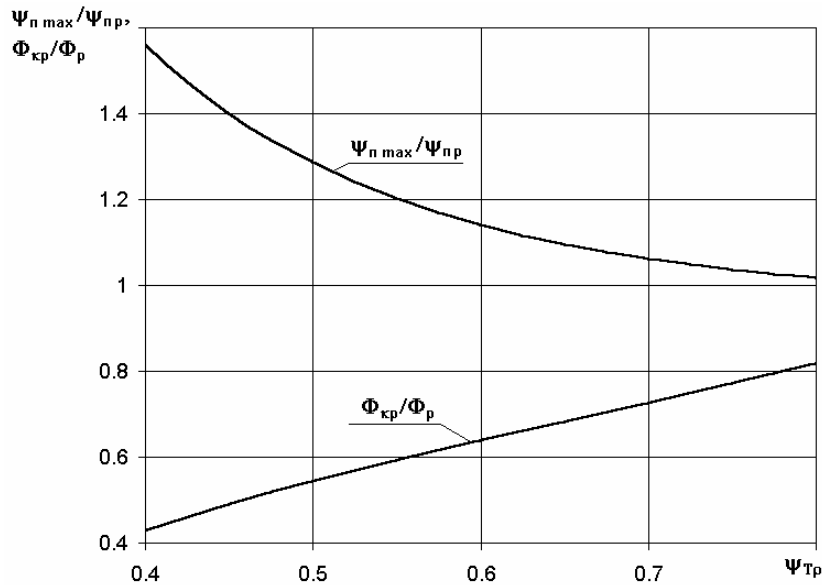


Рис. 3.19. Зависимость запаса по помпажу $\Phi_{кр} / \Phi_p$ и отношения максимального коэффициента политропного напора к расчетному $\psi_{p\max} / \psi_{pr}$ в зависимости от коэффициента напора рабочего колеса ψ_{Tr} [4]

На конкретные результаты влияет так же уровень чисел Маха в проточной части, тип диффузора (ЛД или БЛД) и ряд особенностей профилирования. Так что данные на рис. 3.19 следует рассматривать только как демонстрацию тенденции.

Итак, чем более крутая напорная характеристика, тем шире зона работы влево от расчетной точки. Это важно для промышленных компрессоров. Для транспортных машин большое значение имеет возможность обеспечить производительность больше расчетной при приемлемом отношении давлений. При горизонтальной напорной характеристике максимальный расход «идеального» компрессора не ограничен. В принципе такая напорная характеристика может быть предпочтительнее. У реальной ступени нужно так спроектировать проточную часть, чтобы минимизировать потери при больших расходах (отрицательных углах атаки). Например, при умеренных числах Маха в этом отношении предпочтительнее безлопаточные диффузоры.

3.2. ВНЕШНИЕ (ЩЕЛЕВЫЕ) ПОТЕРИ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ. КОЭФФИЦИЕНТЫ ДИСКОВОГО ТРЕНИЯ И ВНУТРЕННИХ ПРОТЕЧЕК

Потери дискового трения. Закрытое центробежное рабочее колесо расположено в пространстве, ограниченном стенками корпуса — рис. 3.20.

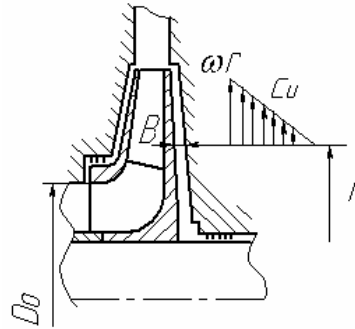


Рис. 3.20. Изменение окружной составляющей скорости в зазоре между диском РК и стенкой диафрагмы

Газовые частицы, находящиеся на поверхности корпуса неподвижны, а частицы, расположенные на диске РК вращаются со скоростью $u = \omega r$. Считается, что при небольшой величине зазора окружная составляющая скорости частиц в зазоре меняется практически линейно по ширине зазора. Касательное напряжение на поверхности диска равно:

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial c_u}{\partial b} \approx \mu \cdot \frac{u}{B} = \mu \cdot \frac{\omega}{B/r}.$$

Возникающая на поверхности диска сила трения создает момент трения, препятствующий вращению диска. Для ее преодоления необходима дополнительная мощность двигателя:

$$N_{\text{тд}} = \omega M_{\text{тд}}, \quad M_{\text{тд}} = \int_{r_1}^{r_2} \tau 2\pi r^2 dr. \quad (3.8)$$

Передаваемая газу мощность трения основного и покрывающего дисков преобразуется в тепло — это потерянная мощность. Если пренебречь наличием радиального течения в зазорах из-за протечек в лабиринтных уплотнениях вала и покрывающего диска (рис. 3.20), то для расчета мощности трения можно воспользоваться экспериментальными данными Цумбуша, которые цитируются в [13], [16]. Им измерялся момент

трения диска, вращающегося в закрытом корпусе — рис. 3.21. Момент можно измерить с помощью торсиометра, расположенного между двигателем и валом диска. Другой способ — сделать корпус качающимся на подшипниках, как показано на рис. 3.21.

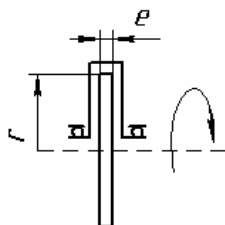


Рис. 3.21. Схема установки для измерения момента трения диска

По принципу равенства действия — противодействия момент на корпусе равен моменту трения диска, и может быть измерен уравниванием качающегося корпуса.

Экспериментальные данные обобщены с помощью безразмерного коэффициента трения, зависимости которого от определяющих параметров представлены на рис. 3.22.

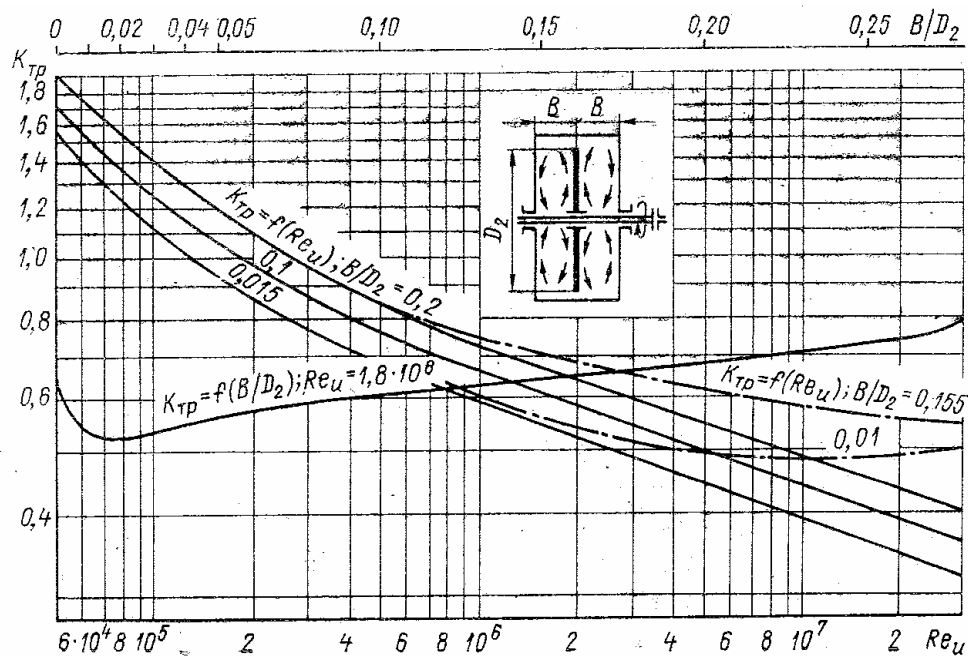


Рис. 3.22. Зависимость коэффициента трения диска от критерия Рейнольдса, шероховатости и зазора между диском и корпусом: сплошные линии — гладкие; штрихпунктирные — шероховатые диски [16]

При выводе расчетной формулы касательное напряжение определяется следующим образом:

$$\tau = \lambda_1 \rho \frac{u^2}{2}. \quad (3.9)$$

Введение безразмерного эмпирического коэффициента λ_1 , который предполагается одинаковым по всей поверхности диска, позволяет отказаться от расчета вязкого течения в зазоре (подстрочный индекс «1» введен для различия с коэффициентом трения в трубах — экспериментальные данные Никурадзе и Муди). С учетом соотношения (3.9) мощность и моменты трения на радиальной поверхности и цилиндрическом торце диска равны:

$$\begin{aligned} N_{\text{тд}} = \omega M_{\text{тд}} &= \int_{r_0}^{r_2} \lambda_1 \rho \frac{\omega^3 r^2}{2} 2\pi r dr \cdot r + \lambda_1 \rho \frac{\omega^3 r_2^2}{2} 2\pi r_2 e r_2 = \\ &= \pi \lambda_1 \rho_2 \omega^3 \left(\frac{1}{5} (r_2^5 - r_0^5) + r_2^4 \bar{e} \right) = \frac{\pi}{20} \lambda_1 \rho_2 u_2^3 D_2^2 (1 - \bar{D}_0^5 + 10 \bar{e}), \end{aligned} \quad (3.10)$$

где e — ширина кольцевого участка на периферии диска; D_0 — диаметр входа в РК.

В соответствии с полученной формулой мощность трения дисков пропорциональна третьей степени окружной скорости и квадрату наружного диаметра диска. Понятно, что мощность дискового трения прибавляется к мощности N_T , передаваемой газу лопатками РК.

При использовании формулы (3.10) в расчетах ступени принято использовать безразмерный коэффициент дискового трения:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тд}}}{N_T}. \quad (3.11)$$

Обычная величина относительного диаметра входа в РК лежит в пределах $\bar{D}_0 \approx 0,55 \div 0,65$. Это значение в пятой степени оказывает небольшое влияние на результат расчетов, поэтому в [13] рекомендуется опускать этот параметр в формуле (3.10). Там же потери трения на цилиндрических поверхностях оцениваются в 10% от потерь на радиальных поверхностях. С учетом этого мощность трения обоих дисков РК:

$$N_{\text{тд}} = 0,11\pi\lambda_1\rho_2u_2^3D_2^2. \quad (3.12)$$

Мощность, передаваемая газу лопатками РК:

$$N_{\text{T}} = h_{\text{T}}\bar{m} = \psi_{\text{T}}u_2^2\varphi_2u_2\pi D_2b_2\rho_2. \quad (3.13)$$

Коэффициент дискового трения в соответствии с формулами (3.11), (3.12), (3.13):

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,11\pi\lambda_1\rho_2u_2^3D_2^2}{\psi_{\text{T}}u_2^2\varphi_2u_2\pi D_2b_2\rho_2} = \frac{0,11\lambda_1}{\psi_{\text{T}}\varphi_2\frac{b_2}{D_2}}. \quad (3.14)$$

Вернемся к рассмотрению экспериментальных данных Цумбуша (приведены выше на рис. 3.22). На этих графиках коэффициент трения представлен в виде $k_{\text{тр}} = \pi\lambda_1 \cdot 10^2$. Тогда предыдущая формула предстанет в виде:

$$\beta_{\text{тр}} = \frac{0,11k_{\text{тр}}}{100\pi\psi_{\text{T}}\varphi_2\frac{b_2}{D_2}}. \quad (3.15a)$$

Согласно рис. 3.22 на величину коэффициента трения влияют относительная величина осевого зазора B/D_2 , значение критерия Рейнольдса Re_u и шероховатость поверхностей. Формально по соотношению $\tau \approx \mu \frac{\omega}{B/r}$ расширение зазора уменьшает потери, снижая градиент $\frac{\partial c_u}{\partial B}$. Однако, в широком зазоре газ теряет устойчивость в радиальном направлении как показывает схема на рис. 3.22. Радиальная циркуляция газа под действием центробежной силы закрученного потока увеличивает потери трения дисков — $k_{\text{тр}} = f(B/D_2)$ на рис. 3.22. Оптимальной относительной шириной считается $B/D_2 \approx 0,015 \div 0,020$. Такой зазор обычно является достаточным и для того, чтобы при неисправности подшипников («осевой сдвиг») диски РК не коснулись корпуса.

Зависимость $k_{\text{тр}} = f(Re_u)$ при оптимальном B/D_2 — это нижняя кривая на рис. 3.22. Для крупных промышленных ЦК характерны

$Re_u \geq 5 \cdot 10^6$. При таких числах Рейнольдса и принятой технологии изготовления поверхности дисков РК следует считать шероховатыми, что соответствует $k_{тр} = 0,49$. Для таких типичных условий формула (3.15а) предстанет в виде [13]:

$$\beta_{тр} = \frac{0,172}{1000 \psi_T \varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}. \quad (3.15б)$$

В этой формуле безразмерный расход ступени представляет произведение $\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}$ (коэффициент расхода $\varphi_2 = \frac{\bar{m}}{\rho_2 \pi b_2 D_2 u_2}$ — без учета стеснения потока лопатками).

В методике анализа и проектирования кафедры КВХТ считается более предпочтительным использование условного коэффициента расхода Φ , который связан с этим произведением уравнением неразрывности:

$$\bar{m} = \Phi u_2 \frac{\pi}{4} D_2^2 \rho_0^* = \varphi_2 u_2 \pi D_2^2 b_2 \rho_2,$$

откуда

$$\Phi = 4 \varepsilon_2 \varphi_2 \frac{b_2}{D_2}, \quad (3.16)$$

где $\varepsilon_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0^*}$ — коэффициент сжимаемости.

С учетом этого формула (3.15б) предстанет в виде:

$$\beta_{тр} = \frac{0,688 \varepsilon_2}{1000 \psi_T \Phi}. \quad (3.15в)$$

Действительный процесс течения в зазорах отличается от рассмотренной упрощенной схемы. На рис. 3.23, а, б из [15] показано распределение окружной и радиальной составляющей скоростей $c_u = f(b, r)$, $c_r = f(b, r)$ в зазоре «покрывающий диск — корпус» для одной из модельных ступеней кафедры КВХТ по данным расчета вязкого пространственного потока (программа CFX). Ширина зазора соответствует рекомендуемому значению $b/D_2 \approx 0,01$. При меньших зазорах есть опасность контакта вращающегося колеса и корпуса при нарушении

работы подшипников. При этом практически неизбежно разрушение ротора.

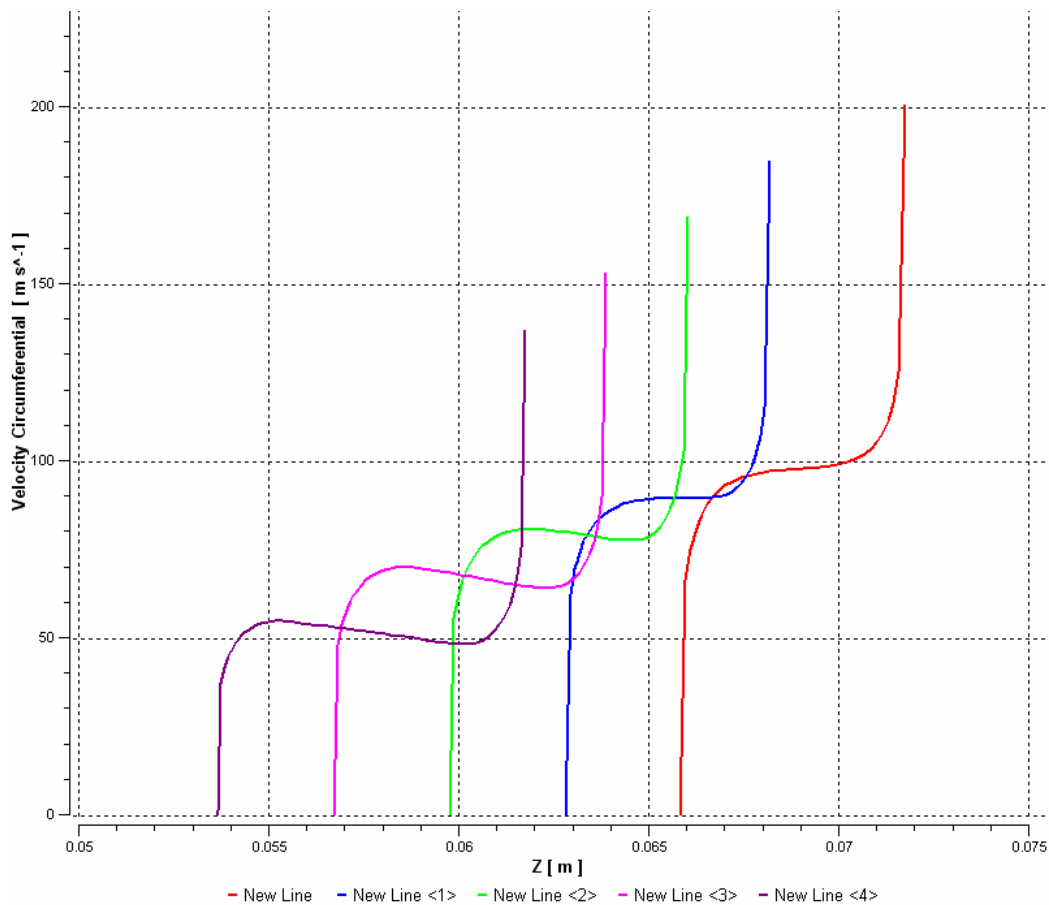


Рис. 3.23, а. Распределение окружной составляющей скорости по ширине зазора «покрывающий диск — корпус» на разных радиусах (графики, соответствующие большим радиусам, расположены правее). Относительный зазор $b/D_2 \approx 0,01$. Расчет по программе CFX

Даже при небольшой ширине зазора зависимость $c_u = f(b, r)$ далека от линейной. Это отличие от упрощенного предположения, сделанного выше, связано с наличием радиального течения, в том числе из-за протечек газа в лабиринтных уплотнениях вала и покрывающего диска. Последнее обстоятельство не учитывалось в опытах с диском, вращающимся в закрытом корпусе.

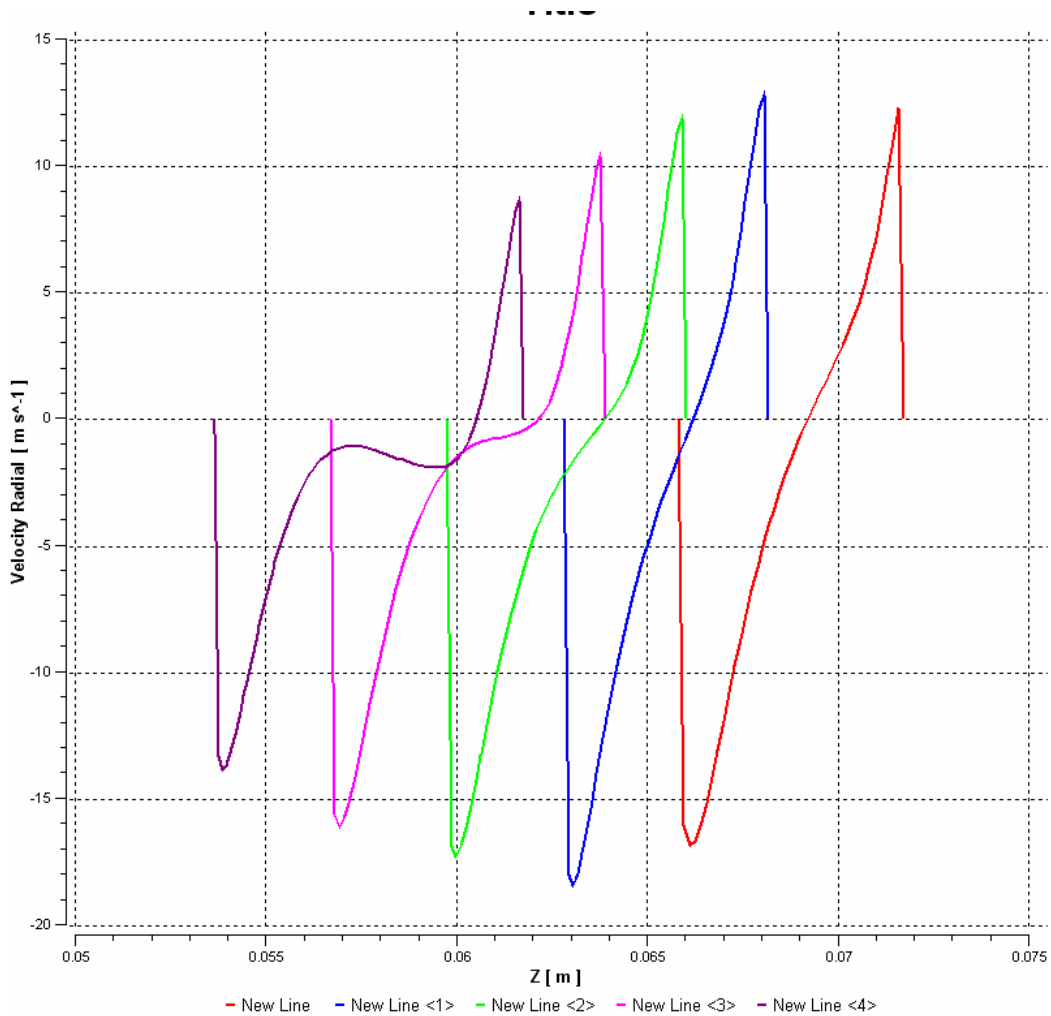


Рис. 3.23, б. Распределение радиальной составляющей скорости по ширине зазора «покрывающий диск — корпус» на разных радиусах (графики, соответствующие большим радиусам, расположены правее). Относительный зазор $b/D_2 \approx 0,01$. Расчет по программе CFX

Поток в зазоре можно разделить на ядро с практически постоянной величиной $c_u = f(b) \approx \text{const}$ и на пограничные слои с большими градиентами скорости у поверхностей покрывающего диска и корпуса. Графики зависимости $c_r = f(b, r)$ показывают, что вблизи поверхности порывающего диска поток направлен от центра к периферии, что связано воздействием центробежного ускорения, уравновешенного градиентом давления $\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}$. У поверхности корпуса поток движется к

центру от периферии, $c_r < 0$. Площадь эпюры скоростей с отрицательной скоростью больше, чем с положительной. Это показывает, что на циркуляционное течение из-за отсутствия радиального равновесия накладывается поток протечек в лабиринтном уплотнении. Линии тока радиального течения в зазоре «покрывающий диск — корпус» по данным расчета вязкого потока показаны на рис. 3.25. Для наглядности приведены данные по зазору вдвое более широкому, чем рекомендуемый.

Влияние радиального потока на потери трения дисков заключается в следующем. Газ, поступающий в зазор у основного диска после ОНА не имеет закрутки, но приобретает ее, выходя из зазора в безлопаточный диффузор. Схематизируя процесс можно сказать, что к мощности трения по формуле (3.12) добавляется теоретическая мощность, сообщаемая протекающему газу:

$$N_{\text{Тод}} = \bar{m}_{\text{прот}} c_{u2\text{од}} u_2, \quad (3.17)$$

где $c_{u2\text{од}}$ — закрутка, приобретаемая протекающим газом в зазоре.

В этом случае поверхность основного диска действует как радиальный компрессор, только закрутка газа создается не вращающимися лопатками за счет аэродинамической силы (нагрузка лопаток), а трением о поверхность вращающегося диска. Понятно, что КПД такого процесса мал, и мощность по уравнению (3.17) относят к потерянной мощности. По оценке автора [13] радиальное течение от центра к периферии увеличивает потери трения диска на 10÷20% по сравнению с формулой (3.12) — чем больше протечка, тем больше потерянная мощность.

При течении от периферии к центру в зазоре «покрывающий диск — корпус» газ поступает в зазор с закруткой c_{u2} , полученной в рабочем колесе. Если бы газ был невязким, то при движении к центру закрутка увеличивалась бы по закону постоянства циркуляции, вытекающего из уравнения теоремы моментов:

$$d(\bar{m}_{\text{пр}} c_u r) = dM_z = 0, \quad c_u = c_{u2} \frac{r_2}{r} \quad (3.18)$$

– при невязком течении момент сил трения равен нулю. В таком случае при движении к центру окружная составляющая быстро обогнала бы скорость вращения РК. Схема течения невязкого газа в зазоре при

течении от периферии показана на рис. 3.24.

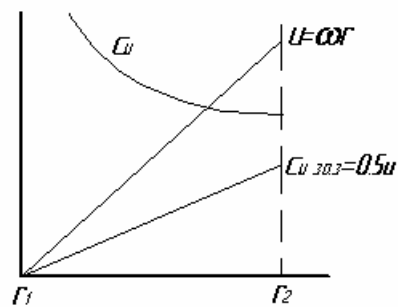


Рис. 3.24. Схема течения невязкого газа в зазоре «ПК — корпус» при движении от периферии к центру

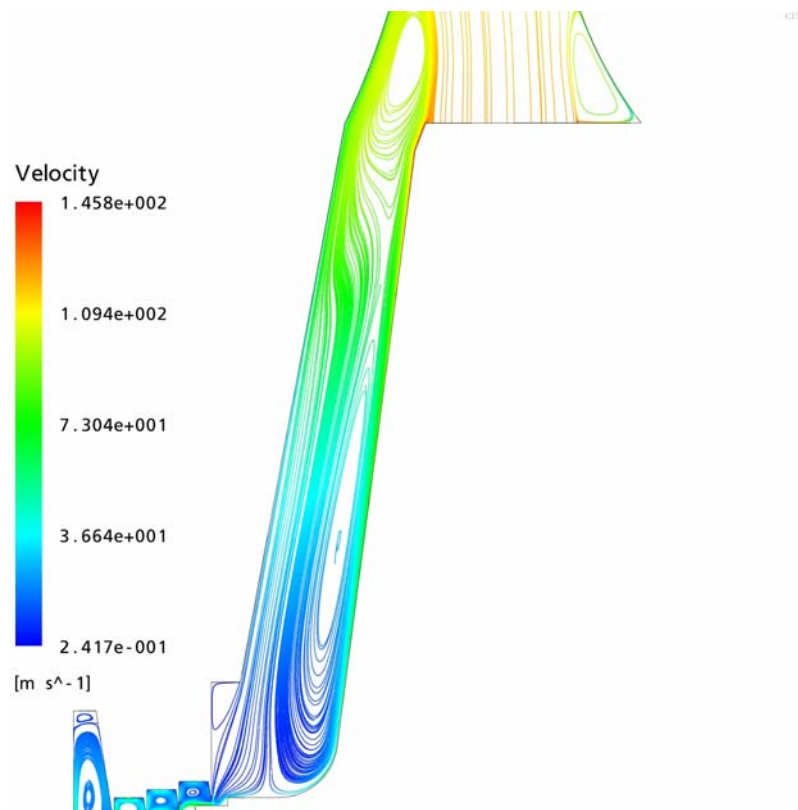


Рис. 3.25. Картина радиальных течений в зазоре при относительной ширине $b/D_2 \approx 0,02$ — расчет [15]

Нетрудно показать, что скорость вращения невязкого газа в зазоре станет больше скорости вращения ПК при условии:

$$r < r_2 \sqrt{\Psi_T} . \quad (3.19)$$

На меньшем радиусе поток в зазоре вращается быстрее, чем РК. В этом случае при наличии вязкости уже не поверхность диска сообщает газу механическую работу, а наоборот, газ отдает обратно на вал механическую работу, сообщенную ему лопатками РК.

В любом случае, благодаря начальной закрутке c_{u2} поток в зазоре «корпус — покрывающий диск» вращается быстрее $0,5u$, с которой газ вращается при отсутствии радиального течения. Хотя в действительности трение о стенку корпуса уменьшает закрутку газа по сравнению с невязким течением, наличие начальной закрутки уменьшает потери трения покрывающего диска.

В уравнении (3.18) момент силы трения — отрицательный: $M_{z\text{тр}} < 0$. Тем не менее, при достаточно большой протечке в лабиринтном уплотнении газ может вращаться в зазоре со скоростью большей скорости вращения РК. В [14] вопрос изучен на основании уравнения теоремы об изменении количества движения в предположении об одинаковости коэффициента трения λ_1 по поверхности дисков. Характер изменения

$\bar{c}_u = \frac{c_u}{u_2} = f\left(\frac{r}{r_2}\right)$ при $\bar{c}_{u2} = \psi_T = 0,6$ показан на рис. 3.26.

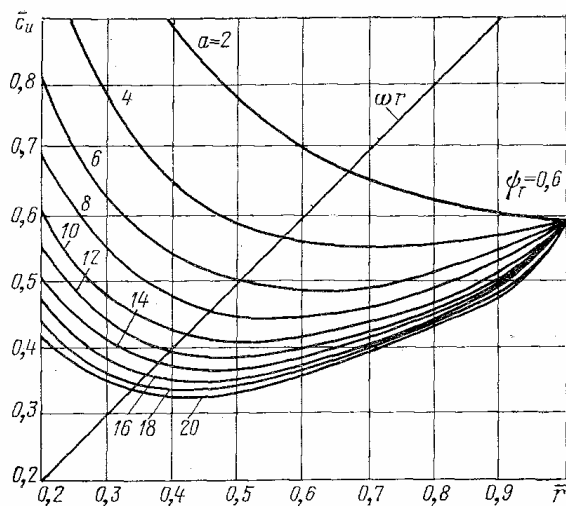


Рис. 3.26. Изменение окружной составляющей скорости в зазоре «РК — корпус» при течении от периферии к центру [14]

В качестве параметра на графиках рис. 3.26 выступает безразмерный

комплекс $a = \frac{\lambda_1 \varepsilon}{\Phi_{\text{прот}}}$, где $\Phi_{\text{прот}} = \frac{\bar{m}_{\text{прот}}}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}$ и $\varepsilon = \frac{\rho}{\rho_0^*}$. Чем больше расход газа

через зазор из-за протечки в лабиринтном уплотнении и меньше коэффициент трения, тем ближе поведение газа к невязкому течению. И наоборот, при малой протечке и большом коэффициенте трения движение газа приближается к характеру движения при испытаниях Цумбуша.

Значения коэффициента a при нормальном состоянии лабиринтных уплотнений и при $k_{\text{тр}} = \pi \lambda_1 \cdot 10^2 = 0,49$ имеют порядок $2,5 \div 3,5$. Согласно данным на рис. 3.26 при этом вращающийся поток обгоняет рабочее колесо на относительном радиусе примерно 0,65. Расчеты показывают, что начальная закрутка при течении от периферии сильно уменьшает потери трения. Оценка погрешности упрощенных формул для расчета щелевых потерь приводится в конце раздела.

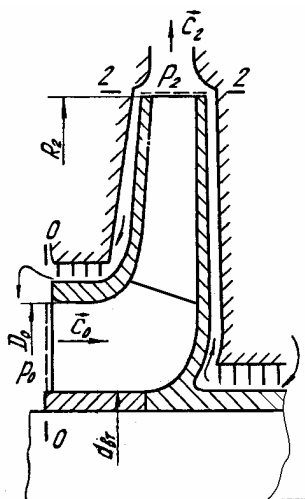


Рис. 3.27. Лабиринтные уплотнения и схема перетекания газа в ступени промежуточного типа

Потери из-за протечки газа в лабиринтных уплотнениях. Уплотнения необходимы для предотвращения перетекания газа из полостей проточной части с большим давлением в полости с меньшим давлением. Контактные уплотнения непригодны по механическим соображениям из-за большой окружной скорости уплотняемых элементов ротора, поэтому применяют бесконтактные лабиринтные уплотнения.

Лабиринтные уплотнения покрывающего диска отделяют полости выхода и выхода РК — рис. 3.27. Уплотнение на валу отделяют полость выхода из ступени от полости за РК — тот же рис. 3.27. Давление за ступенью больше давления за РК из-за преобразования кинетической энергии в диффузоре. Таким образом, из-за разности давлений газ стремится перетекать из сечения 2 за РК в сечение 0 перед ним, и из сечения 0' за ступенью в сечение 2. В ступени концевой типа полость за ступенью обычно соединена с полостью всасывания компрессора, или с атмосферой. В этом случае и в зазоре у основного диска газ движется из сечения 2 к валу.

Лабиринтное уплотнение — это система тонких гребней с острыми кромками, подходящими на минимальное расстояние δ_r к уплотняемой поверхности — рис. 3.28.

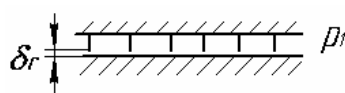


Рис. 3.28. Схема гладкого лабиринтного уплотнения

Примеры конструкций уплотнений, применяемых в ЦК показаны на рис. 3.29.

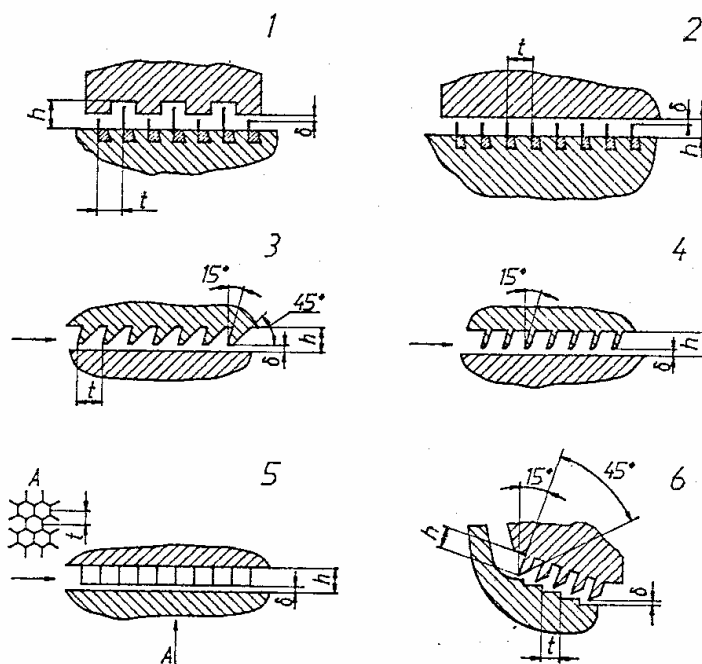


Рис. 3.29. Примеры конструкций уплотнений, применяемых в ЦК [19]

Гребни уплотнения могут располагаться как на поверхностях ротора, так и статора. Они могут быть выточены, или образованы закатанными в специальные проточки кольцами из листовой латуни. Вопрос о конструкции уплотнений решается с учетом технологии изготовления и ремонтпригодности. Материал гребней должен быть мягким и малофрикционным. При пуске и на неустойчивых режимах ротор, интенсивно перемещаясь в подшипниках, может выбрать радиальный зазор δ_r . При этом основные детали не должны быть повреждены, но кромка гребня сомнется. В результате формально бесконтактные лабиринтные уплотнения изнашиваются, требуют контроля за их состоянием и периодического ремонта.

Принцип действия лабиринтного уплотнения поясняют рис. 3.30 и 3.31. Под действием разности давлений $p_1 - p_2$ газ устремляется в зазор. Потенциальная энергия давления преобразуется в кинетическую энергию струи — рис. 3.31. При обтекании острого гребня происходит отрыв потока. Направленная кинетическая энергия в зазоре приобретает вихревую форму. В следующей за гребнем полости — камере лабиринтного уплотнения — вихревая кинетическая энергия за счет трения рассеивается в виде тепла. Процесс повторяется многократно в соответствии с количеством гребней.

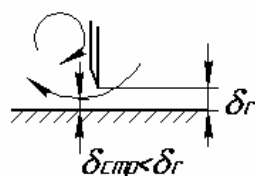


Рис. 3.30. Обтекание гребня лабиринтного уплотнения

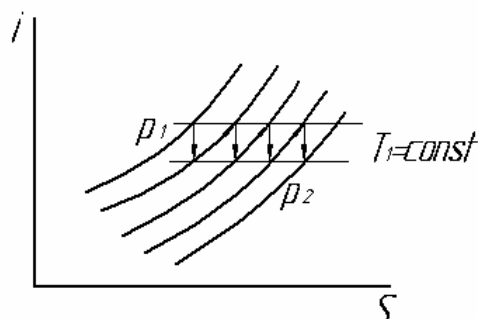


Рис. 3.31. Процесс дросселирования газа в лабиринтном уплотнении при одинаковом перепаде давления во всех камерах

Таким образом, бесконтактное лабиринтное уплотнение не исключает протечку газа, но сводит ее к приемлемому минимуму. На рис. 3.32, а, б показаны рассчитанные по программе вязкого пространственного потока CFX [15] поля давлений и скоростей в лабиринтном уплотнении, демонстрирующие принцип его работы.

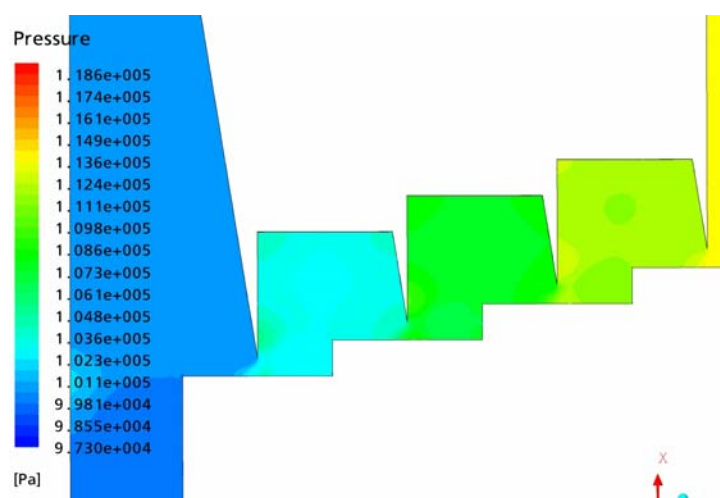


Рис. 3.32, а. Поле полных давлений вблизи и внутри лабиринтного уплотнения [15]

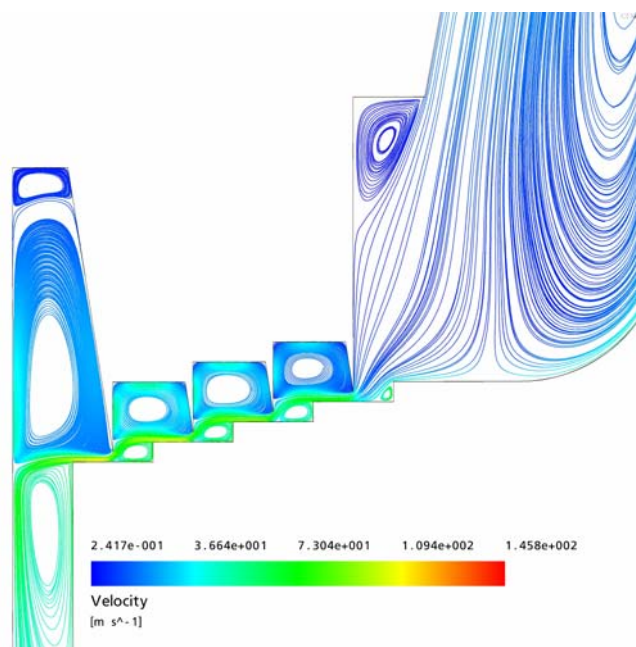


Рис. 3.32, б. Поле скоростей вблизи и внутри лабиринтного уплотнения [15]

В пределах ступени промышленного ЦК уплотняемые перепады невелики. При расчете величины протечки в уплотнении считается возможным пренебречь изменением плотности при дросселировании газа в уплотнении. Считается так же, что радиальные зазоры у всех гребней и уплотняемые диаметры одинаковы. В этом случае падение давления во всех камерах так же одинаковое:

$$\Delta p = \frac{p_1 - p_2}{z_{\text{л}}}, \quad (3.20)$$

где $z_{\text{л}}$ — число гребней уплотнения.

При хорошем исполнении уплотнения достаточно корректно предположение о том, что вся кинетическая энергия газа в зазоре («щели») преобразуется в тепло. В этом случае:

$$\Delta p = \rho \frac{c_{\text{ш}}^2}{2}, \quad (3.21)$$

а расход газа через уплотнение равен:

$$\bar{m}_{\text{л}} = c_{\text{ш}} f_{\text{ш}} \rho, \quad (3.22)$$

и в предположении о равенстве скорости во всех зазорах:

$$\bar{m}_{\text{л}} = \rho f_{\text{ш}} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}. \quad (3.23a)$$

Применительно к уплотнению вала и покрывающего диска (рис. 3.27):

$$\bar{m}_{\text{л}} = \mu \rho \pi D_{\text{л}} \delta_r \sqrt{\frac{2(p_{\text{л}} - p_1)}{\rho z}}, \quad (3.23b)$$

где μ — эмпирический коэффициент расхода, $D_{\text{л}}$ — уплотняемый диаметр.

Необходимость введения эмпирического коэффициента расхода μ связана с тем, что при выводе формулы не были учтены три фактора, влияющие на расход через уплотнение:

– предположение о том, что вся кинетическая энергия в щели преобразуется в тепло в последующей камере, выполняется не в точности. Это особенно очевидно при уплотнении гладкой поверхности, как на рис. 3.28. Разогнавшийся в первом зазоре газ частично сохранит кинетическую энергию перед следующим зазором, и падение давления в каждой из камер будет меньше, чем при ступенчатом уплотнении, а при заданном падении

давлений расход будет больше. И в ступенчатом уплотнении хотя бы небольшая доля направленной кинетической энергии сохраняется, поэтому можно было бы ожидать, что коэффициент расхода должен быть больше единицы;

– при выводе формулы не учтено сопротивление трения газа о поверхности. Оно сравнительно невелико, но при большом числе камер может быть заметно. Неучет этого обстоятельства должен уменьшить эмпирический коэффициент расхода;

– при достаточном объеме камеры подходящая к острому гребню струйка тока направлена под углом к осевому направлению — рис. 3.30. Оторвавшись от острого гребня и продолжая двигаться по инерции, она прижимает струю к уплотняемой поверхности. Фактическое поперечное сечение струи оказывается меньше радиального зазора — $\delta_{стр} < \delta_r$ (рис. 3.30). Это наиболее важный из неучтенных факторов, поэтому при правильно сконструированных уплотнениях и острых гребнях $\mu < 1,0$.

Итак, для уменьшения протечек в уплотнении его нужно выполнять ступенчатым, как на рис. 3.33, и следить за остротой кромок гребней.

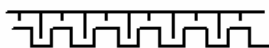


Рис. 3.33. Схема ступенчатого лабиринтного уплотнения

Оптимальные соотношения размеров — длина/высота камеры — определены детальными экспериментами, а абсолютные размеры зависят от уплотняемого диаметра. У заводов-изготовителей существуют нормативные документы по выбору формы и размеров уплотнения. Обычно при уплотнении покрывающего диска оказывается возможным разместить 3÷4 гребня, а при уплотнении вала 7÷9 гребней. При выполнении проточной части с горизонтальным разъемом, ступенчатое уплотнение делается по схеме на рис. 3.33, при осевой сборке — по схеме б на рис. 3.29.

У правильно выполненного ступенчатого лабиринтного уплотнения с острыми кромками коэффициент расхода может быть 0,67. Помимо остроты кромок важен также соответствующий объем камер лабиринтного

уплотнения для лучшего преобразования кинетической энергии в тепло. В [15] показано, что коэффициент расхода быстро возрастает, если отношение расстояния между соседними гребнями к радиальному зазору $l_{\text{лаб}} / \delta_r$ меньше.

Потери напора из-за протечек газа через лабиринтное уплотнение покрывающего диска принято определять так. Массовый расход $\bar{m}_{\text{пр}}$ сначала проходит через РК и получает теоретическую мощность $N_{\text{Тпр}} = \bar{m}_{\text{пр}} h_{\text{Т}}$. При дросселировании в уплотнении эта мощность теряется, преобразуясь в тепло. Поступая на всасывание, эти частицы снова получают механическую работу. Таким образом, баланс мощности, передаваемой газу рабочим колесом, можно представить так:

$$N_i = \bar{m} h_i = \bar{m} h_{\text{Т}} + \bar{m}_{\text{пр}} h_{\text{Т}} + N_{\text{тд}} = N_{\text{Т}} + N_{\text{пр}} + N_{\text{тд}}, \quad (3.24)$$

или

$$N_i = N_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \quad h_i = h_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \quad \psi_i = \psi_{\text{Т}} (1 + \beta_{\text{пр}} + \beta_{\text{тр}}), \quad \beta_{\text{пр}} = \frac{\bar{m}_{\text{пр}}}{\bar{m}} \quad (3.25)$$

Входящий в формулы (3.25) коэффициент дискового трения определен выше — формулы (3.15, а, б, в).

Очевидно, что через РК проходит расход больший, чем расход газа через ступень:

$$\bar{m}_{\text{рк}} = \bar{m} + \bar{m}_{\text{пр}}. \quad (3.26)$$

Обычно это обстоятельство не учитывается при расчете РК, равно как и тот факт, что вытекающий из уплотнения газ увеличивает температуру на всасывании РК. Более строгий подход изложен в [14] и реализован в программах Метода универсального моделирования [17]. Применительно к ступеням со средними и большими условными коэффициентами расхода Φ_p такое уточнение не очень существенно, но оказывается важным для малорасходных ступеней.

У промежуточной ступени протекающий через уплотнение вала газ не поступает в рабочее колесо, а циркулирует в неподвижных элементах:

$$\bar{m}_{\text{нэ}} = \bar{m} + \bar{m}_{\text{пр вала}}. \quad (3.27)$$

Это увеличивает потери в неподвижных элементах, но обычно не

принимается во внимание по причине сравнительно небольшой величины $\bar{m}_{\text{пр вала}}$. Эта протечка меньше, чем протечка в уплотнении покрывающего диска, по крайней мере, по двум причинам:

– уплотняемый диаметр меньше, соответственно меньше площадь щели;

– количество гребней уплотнения больше, так как у вала больше места для их размещения.

Для расчета протечки через уплотнение покрывающего диска следует определить падение давления в зазоре «рабочее колесо — покрывающий диск». Сопротивлением движению газа в радиальном направлении (от периферии к центру) принято пренебрегать. Основной эффект создает градиент давления, уравнивающий центробежную силу вращающегося в зазоре газа:

$$p_{\text{л}} = p_2 - \Delta p_{\text{зазора}}, \quad \Delta p_{\text{зазора}} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial p}{\partial r} dr = \int_{r_1}^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr. \quad (3.28)$$

Перепад давления в лабиринте:

$$\Delta p_{\text{л}} = p_{\text{л}} - p_0. \quad (3.29)$$

Давление перед рабочим колесом ступени p_0 на стадии проектирования — заданная величина, или рассчитывается по очевидным термодинамическим соотношениям. Давление за рабочим колесом p_2 определяется по уравнению Бернулли в относительном движении:

$$h_p \approx \frac{p_2 - p_1}{\rho_{\text{средн}}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - h_w, \quad p_0 \approx p_1. \quad (3.30)$$

В [13], [16] изложен приближенный способ расчета давления $p_{\text{л}} = p_2 - \Delta p_{\text{зазора}}$ перед лабиринтными уплотнениями центробежной ступени. Считается возможным приближенно принять

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} \approx \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (3.31)$$

Такое допущение равнозначно принятию допущения о том, что политропный напор от замедления потока в межлопаточных каналах РК расходуется на преодоление сопротивления движению газа: $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \approx h_w$.

Такое допущение недалеко от истины для РК с небольшими коэффициентами напора $\psi_T \approx 0,45 \div 0,50$, для которых характерно очень малое замедление потока в межлопаточных каналах. При средних и больших коэффициентах напора политропный напор заметно больше потерянного напора, то есть действительное повышение давления в РК больше, чем по упрощенному соотношению (3.31).

В описываемой постановке падение давления в зазоре так же рассчитывается упрощенно, без учета радиального течения в зазоре. В этом случае можно принять условие, что газ вращается в зазоре со скоростью $c_u = 0,5\omega r$ — как в описанных выше опытах Цумбуша. При этом в зазоре возникает радиальный градиент давления:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{4}\omega^2 r. \quad (3.32)$$

Приняв последнее упрощающее допущение о незначительности изменения плотности в межлопаточных каналах РК и в зазоре, т.е. $\rho \approx \text{const}$ получим:

$$\Delta p_{\text{зазора}} = \int_{r_n}^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr = \rho \frac{u_2^2 - u_1^2}{8}, \quad (3.33)$$

полагая, что диаметры начала лабиринта и начала лопаток РК одинаковы ($r_n \approx r_1$).

В итоге получим

$$p_n - p_1 = \rho \frac{3}{8}(u_2^2 - u_1^2).$$

Используя формулу (3.236) для расчета массового расхода протечек окончательно получим:

$$\bar{m}_n = \mu \rho \pi D_n \delta_r u_2 \sqrt{\frac{3}{4z}(1 - \bar{D}_1^2)}. \quad (3.34)$$

Коэффициент протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска $\beta_{\text{пр}}$ получается делением на массовый расход на выходе из РК

$$\bar{m} = \rho_2 \pi D_2 b_2 u_2 \varphi_2 \quad \text{или на входе в ступень} \quad \bar{m} = \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi :$$

$$\beta_{\text{пр}} = \mu \frac{\bar{D}_1 \bar{\delta}_r \sqrt{\frac{3}{4z}(1 - \bar{D}_1^2)}}{\varphi_2 \frac{b_2}{D_2}}, \quad (3.35a)$$

$$\beta_{\text{пр}} = 4\mu\epsilon_2 \frac{\bar{D}_1 \bar{\delta}_r \sqrt{\frac{3}{4z}(1 - \bar{D}_1^2)}}{\Phi}. \quad (3.35б)$$

Минимальная величина радиального зазора, при которой гребни лабиринта не касаются уплотняемой поверхности, зависит от абсолютных размеров ЦК. Понятно, что у длинного ротора больше прогиб между опорами, больше зазоры в подшипниках скольжения, и т.д. По данным [13] величина зазора δ_r имеет порядок 0,1% от диаметра РК, и обычно меньше этой величины. Скажем, модельные ступени кафедры КВХТ [17] имеют диаметры РК 350÷420 мм, а радиальный зазор в уплотнениях покрывающего диска равен примерно 0,25 мм.

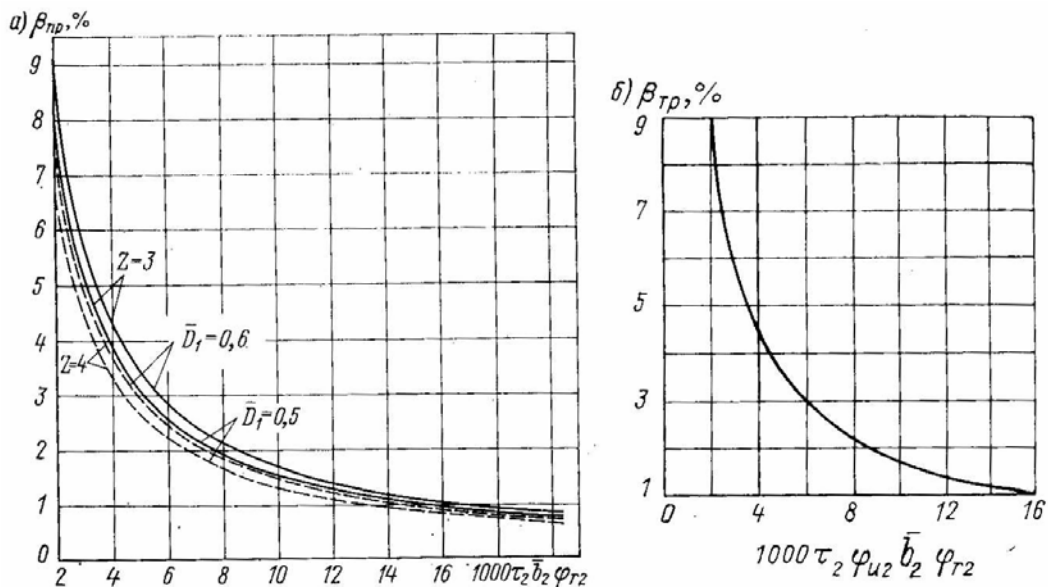


Рис. 3.34. Расчет коэффициентов протечек в лабиринтном уплотнении (формула (3.35a)) и трения дисков (формула (3.15б)) [13]

На рис. 3.34 приведены данные расчетов величины коэффициентов протечек и дискового трения по «классическим» формулам (3.35a) и (3.15б) (относительная величина зазора $\bar{\delta}_r = 0,001$). Прежде чем

рекомендовать их к использованию, оценим погрешности, связанные с принятыми упрощающими допущениями. В настоящее время есть расчетные методы разной степени сложности, вплоть до расчетов вязкого сжимаемого пространственного потока, позволяющие достаточно корректно рассчитать щелевые потери.

В Таблице 3.1 показаны результаты расчета ряда ступеней разной быстротходности (с разными Φ_p). Расчеты по упрощенным «классическим» формулам (3.15б), (3.35а) сопоставлены с результатами применения Метода универсального моделирования [17]. Расчет коэффициентов потерь трения и протечек в Методе выполняется с учетом радиального течения по одномерной схеме, изложенной в [14].

Объект сопоставления — ступени концевго типа, т.е. и у основного диска имеет место течение от периферии к центру. У всех ступеней расчетный коэффициент напора $\psi_{\text{тр}} = 0,60$, втулочное отношение 0,25. количество гребней уплотнений $z_{\text{нд}} = 4$, $z_{\text{од}} = 25$, диаметр РК 400 мм, радиальный зазор в уплотнениях 0,25 мм, эмпирический коэффициент трения газа о поверхности зазоров $\lambda_1 = 0,0015$, думмис уравнивает 30% осевой силы.

Таблица 3.1

Сопоставление коэффициентов дискового трения и протечек, рассчитанных двумя способами

1	2	3	4	5	6
Φ_p	$\beta_{\text{тр}}$ по ф-ле (3.15б)	$\beta_{\text{тр}}$ с учетом радиального течения. Метод унив. мод.	$\beta_{\text{пр}}$ по ф-ле (3.35а)	$\beta_{\text{пр}}$ (покр. диск). Метод унив. мод.	$\beta_{\text{пр}}$ (осн. диск- думмис). Метод унив. мод.
0,150	0,0088	0,00375	0,0057	0,00290	0,0008
0,100	0,0132	0,00540	0,0111	0,00374	0,00135
0,075	0,0176	0,00717	0,0135	0,00442	0,00182
0,050	0,0264	0,0107	0,0150	0,00630	0,00294
0,030	0,0440	0,0173	0,0250	0,00948	0,0050
0,015	0,0879	0,0324	0,0470	0,0164	0,0101

В данном случае не учет радиального течения дает более чем двойную ошибку при расчете потерь трения дисков. Особенно драматично погрешность выглядит при расчете малорасходных ступеней с $\Phi_p = 0,030 \div 0,015$. В последнем случае приближенная формула дает завышение потребляемой мощности (и соответственное занижение КПД) на 5%, что недопустимо в инженерных расчетах.

Отметим, что для ступени промежуточного типа расчет по формуле (3.15б) даст меньшую ошибку, так как у основного диска имеет место течение от центра к периферии, вызывающее рост потерь трения. Расчеты показывают, что и у промежуточной ступени формула (3.15б) завышает потери трения на 30÷40%.

Потери от протечек меньше потерь трения дисков по абсолютной величине, поэтому влияние погрешности меньше, но и она завышает потери примерно в два раза. Сопоставлять следует данные расчетов в колонках 4 и 5. Данные по протечкам в концевом уплотнении ступени — в уплотнении разгрузочного поршня думмиса — относятся к компрессору в целом. Здесь они приведены для сведения.

Влияние течения в зазоре на осевое усилие. Центробежное РК создает осевое усилие, действующее в сторону всасывания. Если не учитывать радиальное течение в зазоре «РК — корпус», то следует полагать равными давления в зазорах основного и покрывающего дисков от диаметра D_2 до диаметра лабиринтного уплотнения. При этом осевое усилие создается разностью давлений на основной диск на участке $D_{\text{л}} - D_{\text{вала}}$ и давления p_0 на этот же участок со стороны всасывания, плюс сила $P_z = \bar{m}c_0$, возникающая из-за поворота потока из осевого в радиальное направление в соответствии с теоремой об изменении количества движения (рис. 3.35).

При радиальном течении в зазоре от периферии к центру закрутка потока значительно больше, чем $0,5\omega r$ при ее отсутствии. Соответственно падение давления в зазоре «покрывающий диск — корпус» больше. В зазоре «основной диск — корпус» закрутка потока всегда ближе к $0,5\omega r$. То есть, давление больше, чем на тех же радиусах со стороны покрывающего диска. В старых методиках расчета осевого усилия этот

факт не принимался во внимание, поэтому при пуске новых компрессоров обычным явлением был выход из строя упорного подшипника, рассчитанного на заниженную осевую силу.

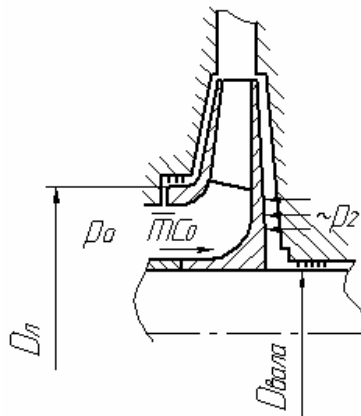


Рис. 3.35. Упрощенная схема действия осевых сил на РК

Выше пояснялось, что с ростом $\bar{m}_{пр}$ закрутка потока в зазоре «покрывающий диск — корпус» возрастает, а давление падает. При этом возрастает осевое усилие, направленное в сторону всасывания. Таким образом, опасная нагрузка на упорный подшипник может возникнуть в результате увеличения зазора в лабиринтных уплотнениях в процессе эксплуатации. Технический персонал, отвечающий за эксплуатацию ЦК, должен иметь это в виду.

Энергетические соотношения с учетом внешних потерь. В общепринятых схемах расчета подводимая к газу механическая мощность делится на три составляющих в соответствии с уравнением:

$$N_i = N_T + N_{тр} + N_{пр}, \quad (3.36)$$

где N_i — внутренняя мощность, т.е. вся мощность, подводимая к газу рабочим колесом; $N_T = \bar{m}h_T$ — теоретическая мощность, соответствующая теоретическому напору, сообщаемому расходу газа через ступень; $N_{тр}$ — мощность трения дисков; $N_{пр} = \bar{m}_{пр}h_T$ — мощность протечек, соответствующая теоретическому напору, сообщаемому расходу протечек через лабиринтное уплотнение покрывающего диска.

Соотношение между удельными работами — напорами — получается делением уравнения (3.36) на массовый расход через ступень:

$$h_i = h_T + h_{тр} + h_{пр}$$

или

$$h_i = h_T (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}). \quad (3.37)$$

Отнеся напоры к квадрату характерной скорости u_2^2 :

$$\psi_i = \psi_T (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}). \quad (3.38)$$

Итак, коэффициент внутреннего напора ψ_i характеризует всю передаваемую газу механическую работу двигателя. Коэффициент теоретического напора ψ_T соответствует процессу передачи механической работы лопатками РК. Его важная роль рассмотрена в разделе «Ступень турбокомпрессора».

3.3. ОСНОВЫ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

3.3.1. Определение размеров РК в меридиональной плоскости

Исходные параметры проектирования. В этом подразделе в развернутом виде обсуждаются вопросы, затронутые в разделе «Ступень турбокомпрессора».

Компрессор, и соответственно его ступени, должны обеспечить подачу заданного количества газа \bar{m} кг/с из области с давлением p_0^* МПа и температурой T_0^* К в область с давлением p_0^* МПа. На энергетические затраты и протекание процесса сжатия сильно влияют физические свойства рабочего тела — газовая постоянная R Дж/(кг·К), показатель изэнтропы (в технической литературе — показатель адиабаты) $k = \frac{c_p}{c_v}$.

Перечисленных параметров достаточно для того, чтобы приступить к определению размеров и формы проточной части. Если методика предусматривает расчет ожидаемых характеристик ступени по окончании проектирования, то необходимо так же знать динамическую вязкость газа μ н/м·с. Эта эмпирическая величина содержится в справочниках. Она разная для разных газов и зависит, в основном, от температуры. Динамическая вязкость определяет еще один важный критерий подобия:

$Re_u = \frac{D_2 u_2}{\mu} \rho_0^*$. При проектировании ступеней компрессора значения Re_u определены и используются при расчете потерь напора вместе с относительной шероховатостью $\bar{k}_{uu} = \frac{k_{uu}}{l}$. Здесь k_{uu} — абсолютная величина шероховатости поверхности; l — характерный линейный размер, например, хорда лопатки при обтекании потока (неразвитое течение), или гидравлический диаметр канала (при развитом течении, невязкое ядро отсутствует).

При профилировании ступеней целесообразно использовать безразмерные параметры потока и относительные геометрические размеры. Укажем лишь на два обстоятельства, по которым расчеты и определение размеров проточной части ступеней целесообразно выполнять в безразмерном виде:

– такие расчеты наглядно демонстрируют суть происходящих явлений, так как в них участвуют имеющие четкий физический смысл безразмерные коэффициенты и критерии подобия. Размерные параметры потока в общем случае не отражают сути рабочего процесса. Например, с газодинамической точки зрения скорость потока 450 м/с нельзя назвать ни большой, ни маленькой. Для воздушного потока при нормальной температуре такая скорость при входе в РК является высокой, сверхзвуковой: $M_w = \frac{w_1}{\sqrt{kRT}} = \frac{400 \text{ м/с}}{343 \text{ м/с}} = 1,166$. Для потока водорода с газовой постоянной в четырнадцать с половиной раз большей, та же скорость является низкой, так как соответствует $M_w \approx 0,30$. Если при движении воздуха со скоростью 400 м/с нужно иметь в виду возможности и последствия возникновения скачков уплотнения и другие особенности поведения сверхзвукового потока, то при движении с такой скоростью водорода его можно рассматривать как несжимаемую жидкость;

– при проектировании модельных ступеней, предназначенных для использования в проектах компрессоров с учетом закономерностей теории подобия, вообще бессмысленно использовать размерные параметры. В разных компрессорах такие ступени, имея одинаковую форму проточной

части, будут иметь разные размеры, работать при разных окружных скоростях, разных параметрах газа на входе и при их различных физических свойствах.

Связь между размерными и безразмерными параметрами проектирования. Как указывалось ранее, расход центробежной ступени эффективно характеризует условный коэффициент расхода:

$$\bar{m} = \frac{p_0^*}{RT_0^*} \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi_p,$$

или

$$\Phi_p = \frac{4\bar{m}_p}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}. \quad (3.39)$$

В предыдущем разделе было показано, что величина условного коэффициента расхода сильно всего влияет на (безразмерные) коэффициенты потерь дискового трения и протечек. Далее будет показано его влияние на соотношение размеров проточной части, и на предельно достижимый максимальный КПД ступени.

Необходимое отношение давлений ступени определяет величину работы сжатия и перемещения газа: $h_p = \frac{n}{n-1} RT_0^* \left(\Pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$, и так как

$$\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}, \quad \text{то} \quad h_i = \psi_i u_2^2 = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left(\Pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right) \quad \text{и, переходя к}$$

коэффициенту теоретического напора:

$$\Pi_p = \left(1 + (k-1) \psi_{\text{тр}} (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})_p M_{u_p}^2 \right)^{\frac{k}{k-1} \eta_p}. \quad (3.40)$$

В соответствии с этим уравнением для обеспечения заданного отношения давлений проектировщику достаточно выбрать то или иное значение коэффициента теоретического напора и определить соответствующее значение условного числа Маха M_{u_p} . Задача может быть поставлена и по-другому. Выбор $\psi_{\text{тр}}$ и M_{u_p} определяет отношение давлений, получаемое в ступени. В многоступенчатом компрессоре значения Π_p ступеней определяет их количество, необходимое для

получения заданного отношения давлений компрессора в целом.

Если проектируется модельная ступень, то M_{up} выбирается с учетом ее области применения в проектах ЦК. Например, для компрессоров газоперекачивающих агрегатов характерны небольшие значения $M_{up} = 0,55 \div 0,65$, для многих промышленных компрессоров характерны более высокие $M_{up} = 0,65 \div 0,95$, а для ЦК холодильных установок условные числа Маха могут достигать $1,5 \div 1,8$.

При профилировании ступеней в составе того или иного компрессора величины $M_{up} = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_{0p}^*}}$ определяются физическими свойствами газа, температурой на входе и окружной скоростью. Выбор u_2 т.е. M_u , связан не только с газодинамическими соображениями (раздел «Ступень турбокомпрессора»), но и с допустимым уровнем механических нагрузок деталей ротора в поле центробежных сил, с конструкцией ЦК, с быстроходностью привода.

Для использования уравнения (3.40) необходимо задаться значениями КПД ступени η_p и коэффициентов потерь дискового трения и протечек $\beta_{тр}, \beta_{пр}$. После определения формы проточной части эти значения следует проверить. То есть, использование уравнения (3.40) должно предусматривать итеративное приближение первоначально выбранных значений $\eta_p, \beta_{тр}, \beta_{пр}$ к их наиболее вероятной для данной ступени величине.

Итак, газодинамические параметры, которые необходимы и достаточны для определения формы проточной части ступени (все параметры относятся к расчетному режиму):

– условный коэффициент расхода $\Phi_p = \frac{4\bar{m}_p}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}$;

– коэффициент теоретического напора $\psi_{Гр} = \frac{c_{u2p}}{u_2}$;

– условное число Маха $M_{up} = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_{0p}^*}}$;

– показатель изоэнтропы (адиабаты) $k = \frac{c_p}{c_v}$.

Конструктивные ограничения. Существуют конструктивные ограничения, которые нужно принимать во внимание при выборе формы проточной части. Два из них должны быть обязательно установлены в начале работы:

– минимальное втулочное отношение $\bar{D}_{вт} = D_{вт} / D_2$. Как показано ниже, чем меньше диаметр вала (втулки), тем более высоким может быть КПД рабочего колеса. Поэтому диаметр втулки не может быть параметром оптимизации. Это конструктивно задаваемая величина, где главная проблема — жесткость ротора. Если собственная частота колебаний ротора совпадает с частотой вращения ротора, то возникнет явление резонанса. У центробежных компрессоров роторы бывают гибкие и жесткие. У жесткого ротора собственная частота колебаний ротора меньше частоты вращения, у гибкого — больше частоты вращения. Большинство центробежных компрессоров имеют гибкие роторы. Их скорость вращения больше, чем первая критическая скорость, но меньше чем вторая. В настоящее время появились компрессоры, работающие на частоте вращения, превышающей вторую критическую скорость. Если колесо расположено на конце вала (консольно), то диаметр втулки может быть равен нулю. У нормального многоступенчатого компрессора относительный диаметр втулки составляет $0,25 \div 0,35$. У компрессоров сверхвысокого давления гибкие ротора не допускаются и втулочное отношение может возрастать до $0,40 \div 0,50$.

– минимальная относительная толщина лопаток $\bar{\delta}_л = \delta_л / D_2$ — для каждого из элементов проточной части, имеющих лопаточные аппараты — РК, ЛД, ОНА.

Могут быть и другие ограничения. Часто необходимо, чтобы проточная часть ступени имела ограниченный максимальный диаметр, или осевую протяженность.

Объект профилирования. Методика определения формы проточной

части изложена применительно к наиболее типичным ступеням промышленных ЦК. Особенности высоконапорных ступеней транспортных ЦК и высокорасходных ступеней с пространственными РК обсуждаются далее.

В отечественной практике рабочие колеса промышленных ЦК характеризуются сравнительной простотой формой, обеспечивающей, тем не менее, высокую газодинамическую эффективность. Схема проточной части РК и определяющие ее размеры показаны на рис. 3.36.

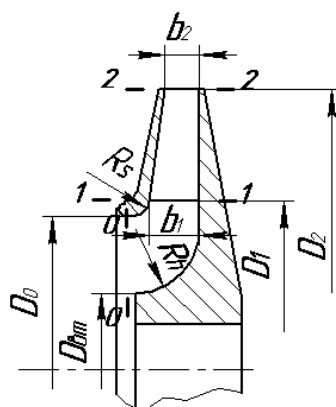


Рис. 3.36. Схема и размеры РК ступени промышленного центробежного компрессора в меридиональной плоскости

Форму проточной части РК по рис. 3.36 определяют следующие соотношения размеров:

- наружный диаметр РК $\bar{D}_2 = 1$;
- втулочное отношение $\bar{D}_{вт}$;
- диаметр входа в РК \bar{D}_0 ;
- диаметр начала лопаток \bar{D}_1 ;
- высота лопаток на входе \bar{b}_1 ;
- высота лопаток на выходе \bar{b}_2 ;
- радиус закругления покрывающего диска \bar{R}_s ;
- радиус закругления основного диска \bar{R}_h .

Как указывалось в разделе «Ступень турбокомпрессора», в пределах межлопаточного канала основной диск представляет собой радиальную плоскость, а покрывающий диск — это коническая поверхность с

прямолинейной образующей. В этом случае перечисленные размеры однозначно определяют форму проточной части в меридиональной плоскости.

Схема РК с меридиональной формой, которую в разных вариантах используют многие зарубежные фирмы, характерна криволинейными образующими поверхностей покрывающего и основного дисков и имеет очевидные недостатки:

- усложнение технологии изготовления;
- больше осевая длина проточной части. Это обстоятельство важно, когда на одном валу надо установить как можно больше ступеней, в то время как увеличенная длина вала недопустимо уменьшает критическое число оборотов.

Эти недостатки с избытком могло бы компенсировать большее газодинамическое совершенство. На первый взгляд кажется, что более плавные меридиональные очертания должны способствовать снижению потерь от поворота потока на 180° в *U*-образном канале ОНА — РК (или на 90° при осевом входе в РК). Так и было бы при движении газа в неподвижном канале. Но здесь следует напомнить о специфике центробежного РК, в котором на ограничивающих поверхностях пограничные слои остаются тонкими. Даже при значительном местном замедлении потока при его повороте в меридиональной плоскости потери отрыва не имеют места на ограничивающих поверхностях РК (эта проблема обсуждалась в предшествующем курсе «Теория турбомашин»). Поэтому более плавная и вытянутая в осевом направлении форма РК не дает преимуществ. Как показывает тщательный анализ и опыт проектирования, схема на рис. 3.36 предпочтительнее и по конструктивным, и по газодинамическим соображениям.

Определение размеров входа в РК. Самым важным газодинамическим преимуществом центробежных ступеней по сравнению с осевыми ступенями является то, что поток входит в РК на меньшем радиусе по сравнению с выходом. В результате безразмерная скорость $\bar{w}_1 = w_1/u_2$ ($\bar{w}_1 = w_1/u$ в случае осевой ступени) значительно меньше, чем в ступени ОК.

При определении размеров входа оправданно считается важным

реализовать это преимущество, так как при прочих равных условиях именно уровень \bar{w}_1 определяет потерю КПД в рабочем колесе:

$$\Delta\eta_{\text{рк}} = \frac{h_{\text{врк}}}{h_{\text{T}}} = \frac{\zeta_{\text{рк}} \frac{w_1'^2}{2}}{\Psi_{\text{T}} u_2^2} = \frac{\zeta_{\text{рк}}}{\Psi_{\text{T}}} 0,5 \bar{w}_1'^2, \quad (3.41)$$

где w_1' — скорость с учетом стеснения потока лопатками конечной толщины при входе в межлопаточные каналы РК.

Уменьшение проходных сечений из-за конечной толщины лопаток не принято рассматривать отдельно при анализе рабочего процесса осевых ступеней. Там методы расчета базируются на обобщении результатов продувки плоских решеток или кольцевых решеток, экспериментальные характеристики которых учитывают все особенности формы, в том числе и стеснение потока. Проектировщики центробежных РК не обладают столь же исчерпывающей и глобально обобщенной экспериментальной информацией. Нетрудно заметить, что форма проточной части центробежного РК много разнообразней лопаточного аппарата осевой ступени, а для получения экспериментальных характеристик нельзя использовать сравнительно простые продувки в аэродинамических трубах. Поэтому методы расчета центробежных ступеней вынужденно носят более детализированный и глубокий характер. Для справедливости нужно напомнить, что здесь речь идет о так называемом первичном проектировании — определении самых основных размеров. Последующая «шлифовка» формы проточной части осевых ступеней может быть гораздо более сложной.

Схема проявления стеснения потока показана на рис. 3.37. Хотя входные кромки лопаток постоянной толщины заострены, уже на подходе к межлопаточным каналам поток начинает ускоряться: $c_1' = \frac{c_1}{\tau_1}$. Здесь

коэффициент стеснения на входе в РК τ_1 равен:

$$\tau_1 = \frac{t_1'}{t_1} = \frac{t_1 - (0,5 \dots 0,7) \frac{\delta_{\text{л}}}{\text{Sin}\beta_{\text{л1}}}}{t_1} = 1 - (0,5 \dots 0,7) \frac{\bar{\delta}_{\text{л}} z}{\pi \bar{D}_1 \text{Sin}\beta_{\text{л1}}}, \quad (3.42)$$

где t_1' — шаг за вычетом толщины лопатки, $(0,5 \dots 0,7)$ — коэффициент,

учитывающий заострение лопаток на входе.

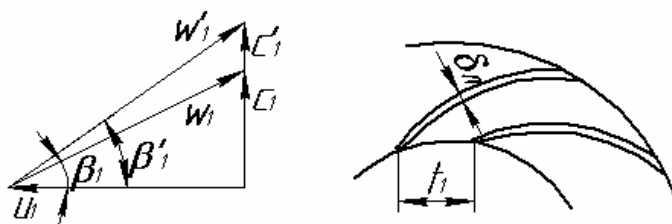


Рис. 3.37. Влияние лопаток конечной толщины на входной треугольник скоростей

Типичная величина τ_1 составляет $0,75 \div 0,85$, что заметно влияет на скорость потока. Поскольку для расчета коэффициента стеснения надо знать еще не определенные величины z, \bar{D}_1, β_{n1} , при расчете размеров входа требуются итерации.

Относительная скорость с учетом стеснения равна:

$$\bar{w}_1' = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \varphi_1'^2}. \quad (3.43)$$

Согласно уравнению неразрывности коэффициент расхода на входе в РК с учетом стеснения $\varphi_1' = \frac{c_1'}{u_2}$ связан с условным коэффициентом расхода:

$$\bar{m} = \Phi u_2 \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 = \varphi_1' u_2 \rho_1' \pi D_1 b_1,$$

или

$$\varphi_1' = \frac{\Phi}{\varepsilon_1' 4 \bar{D}_1 \bar{b}_1}. \quad (3.44)$$

Для уменьшения скорости \bar{w}_1' следовало бы уменьшать \bar{D}_1 и φ_1' . Но согласно уравнению (3.44) уменьшение входного диаметра ведет к росту коэффициента расхода. Если при уменьшении \bar{D}_1 компенсировать проходное сечение увеличением высоты лопаток \bar{b}_1 , то неблагоприятной становится форма безлопаточного криволинейного участка РК, предшествующего межлопаточным каналам. На рис. 3.38 показана форма и

треугольники скоростей варианта РК с малым входным диаметром и большой высотой лопаток на входе. У этого РК входная скорость невелика, но форма входного безлопаточного участка явно неблагоприятна. Положительный эффект от снижения \bar{w}'_1 у РК на рис. 3.38 не приведет к росту КПД, так как возрастет коэффициент потерь РК. Для контроля формы входного участка вводят коэффициент K_F — отношение площадей канала в сечениях 0 и 1:

$$K_F = \frac{f_0}{f_1} = \frac{\frac{\pi}{4}(D_0^2 - D_{\text{вТ}}^2)}{\pi D_1 b_1} = \frac{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{\text{вТ}}^2}{K_D^2 - 4\bar{D}_1 \bar{b}_1}. \quad (3.45)$$

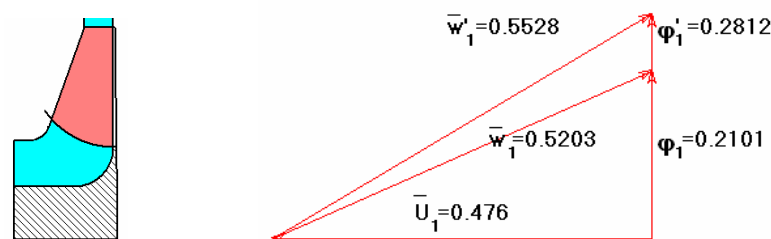


Рис. 3.38. Меридиональная форма и входные треугольники скоростей рабочего колеса с излишним замедлением потока во входном безлопаточном участке ($K_F = 0,60$)

В ранних монографиях указывалось на желательность ускорения потока в осесимметричном безлопаточном входном участке РК. Это соответствует практике уменьшения потерь в неподвижных криволинейных каналах. Такая рекомендация не учитывает специфики течения во вращающихся каналах, которая известна из курса «Теория турбомашин». Расчетный анализ и результаты экспериментов показали целесообразность значений $K_F = 0,9 \div 1,0$. РК с $K_F = 0,95$ и треугольники скоростей представлены на рис. 3.39. Меньшие значения K_F позволяют уменьшить диаметр входа \bar{D}_1 и снизить входную скорость.

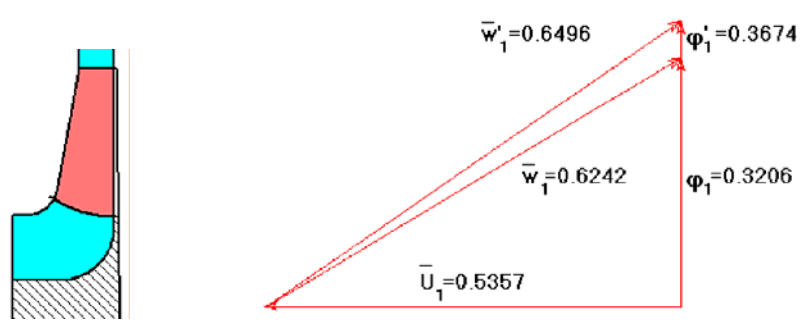


Рис. 3.39. Меридиональная форма и входные треугольники скоростей рабочего колеса с рекомендуемым замедлением потока во входном безлопаточном участке ($K_F = 0,95$)

В формуле (3.45) коэффициент K_D есть отношение диаметров начала лопаток и входа в РК:

$$K_D = \frac{D_1}{D_0}. \quad (3.46)$$

Этот коэффициент обычно выбирают в пределах $K_D = 1,0 \div 1,04$, причем меньшие значения соответствуют большей высоте лопаток \bar{b}_1 . Выбранные значения K_D должны обеспечить правильное положение входной кромки в меридиональной плоскости, о чем будет сказано далее.

Если контролировать величину K_D и менять начальный диаметр лопаток \bar{D}_1 , то изменение высоты лопаток \bar{b}_1 будет меняться

взаимосвязано, так как из формулы (3.45) следует: $\bar{b}_1 = \frac{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2}{4\bar{D}_1 K_F}$. Варианты

представленного на рис. 3.39 РК при $K_F = 1,0$ и $K_D = 1,04$ с разными диаметрами начала лопаток показаны ниже (рис. 3.40):

Итак, при малом \bar{D}_1 скорость \bar{w}_1' увеличена из-за малого проходного сечения и, соответственно, большого коэффициента расхода ϕ_1' . При большом \bar{D}_1 рост скорости вызван повышенной величиной $\bar{u}_1 = \omega \bar{r}_1$. Значение $\bar{D}_{1w\text{min}}$, при котором входная скорость минимальна, находится

обычным способом поиска минимума функции: $\frac{\partial \bar{w}_1'}{\partial \bar{D}_1} = 0$. Так как

$$\phi_1' = \frac{\Phi}{\varepsilon_1' 4 \bar{D}_1 \bar{b}_1 \tau_1} = \frac{\Phi}{\frac{\tau_1 \varepsilon_1'}{K_F} (\bar{D}_1^2 / K_D^2 - \bar{D}_{\text{вг}}^2)}, \text{ то при выбранных проектировщиком}$$

значениях K_F и K_D скорость на входе равна:

$$\bar{w}_1' = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \phi_1'^2} = \sqrt{\bar{D}_1^2 + \left(\frac{\Phi K_F}{\varepsilon_1' \tau_1 (\bar{D}_1^2 / K_D^2 - \bar{D}_{\text{вг}}^2)} \right)^2}. \quad (3.47)$$

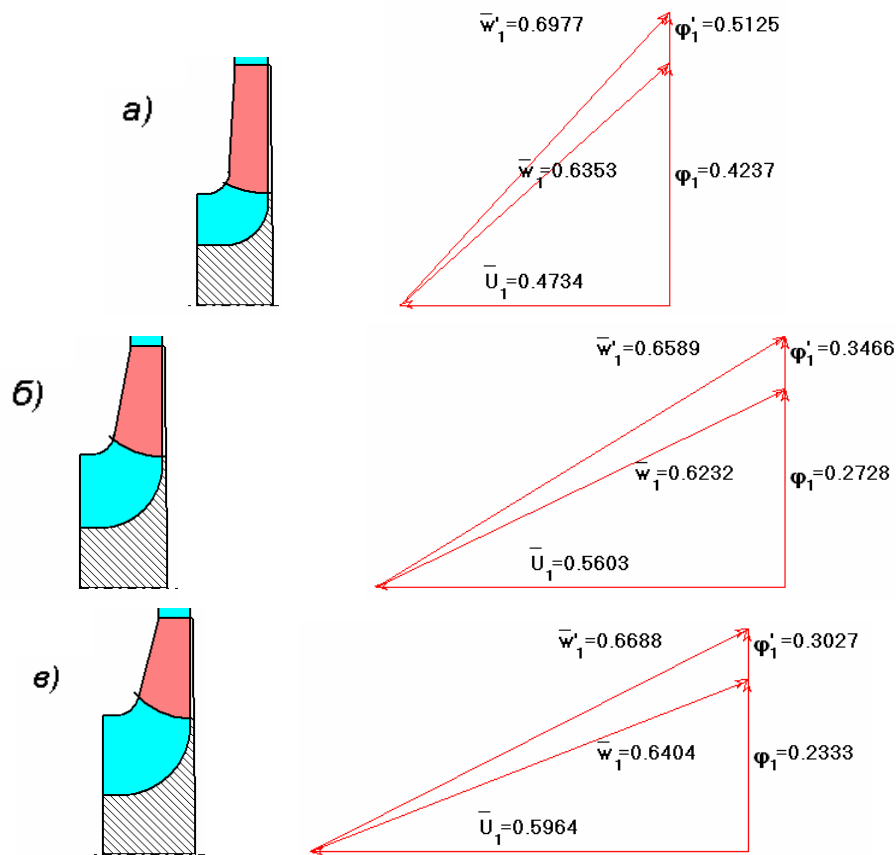


Рис. 3.40. Варианты рабочего колеса с $\Phi_p = 0,065$, $\bar{D}_{\text{вг}} = 0,30$ при

$\bar{D}_1 \leq \bar{D}_{1\text{wmin}}$ и входные треугольники скоростей:

a — $\bar{D}_1 < \bar{D}_{1\text{wmin}}$; b — $\bar{D}_1 = \bar{D}_{1\text{wmin}}$; c — $\bar{D}_1 > \bar{D}_{1\text{wmin}}$

Коэффициент сжимаемости в рассматриваемом сечении меньше единицы $\varepsilon_1' = \frac{\rho_1'}{\rho_0} < 1,0$. Из-за незначительности потерь напора во входном осесимметричном канале его можно рассчитывать по уравнению

изэнтропного процесса:

$$\varepsilon_1' = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}'^2\right)^{\frac{1}{k}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \phi_1'^2 \lambda_u'^2\right)^{\frac{1}{k}}. \quad (3.48)$$

Как и во многих других случаях, при расчете коэффициента сжимаемости удобнее пользоваться не числом Маха, а скоростным коэффициентом:

$$\lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}} = M_u \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{k+1}}}. \quad (3.49)$$

Величина коэффициента сжимаемости ε_1' (обычно $0,87 \div 0,98$ в зависимости от M_u) так же должна быть задана и уточнена в процессе итераций.

Итак, при $\frac{\partial \bar{w}_1'}{\partial \bar{D}_1} = 0$ из формулы (3.47) получаем значение входного диаметра, соответствующего минимуму скорости на входе в межлопаточный канал, с учетом стеснения:

$$\bar{D}_{1w1\min} = K_D \sqrt{\bar{D}_{\text{вт}}^2 + 2^{1/3} \left(\frac{\Phi_p K_f}{K_D \varepsilon_1' \tau_1} \right)^{2/3}}. \quad (3.50)$$

Такому входному диаметру соответствует скорость на входе:

$$\begin{aligned} \bar{w}_{1\min}' &= \sqrt{\bar{D}_{w1\min}^2 + \phi_1'^2} = \\ &= \sqrt{K_D^2 \left[\bar{D}_{\text{вт}}^2 + 2^{1/3} \left(\frac{\Phi_p K_F}{\varepsilon_1' \tau_1 K_D} \right)^{2/3} \right] + \left[\frac{\Phi_p K_F}{\varepsilon_1' \tau_1 (\bar{D}_{w1\min}^2 / K_D^2 - \bar{D}_{\text{вт}}^2)} \right]^2}. \end{aligned} \quad (3.51)$$

Главной величиной здесь является условный коэффициент расхода, который больше всего влияет на $\bar{D}_{1w1\min}$ и $\bar{w}_{1\min}'$. Вторая по значимости величина — втулочное отношение. Проявление сжимаемости и стеснение потока лопатками, равно как и большие значения коэффициентов K_F и K_D , увеличивают $\bar{D}_{1w1\min}$ и $\bar{w}_{1\min}'$. Это влияние проиллюстрировано на рис. 3.41.

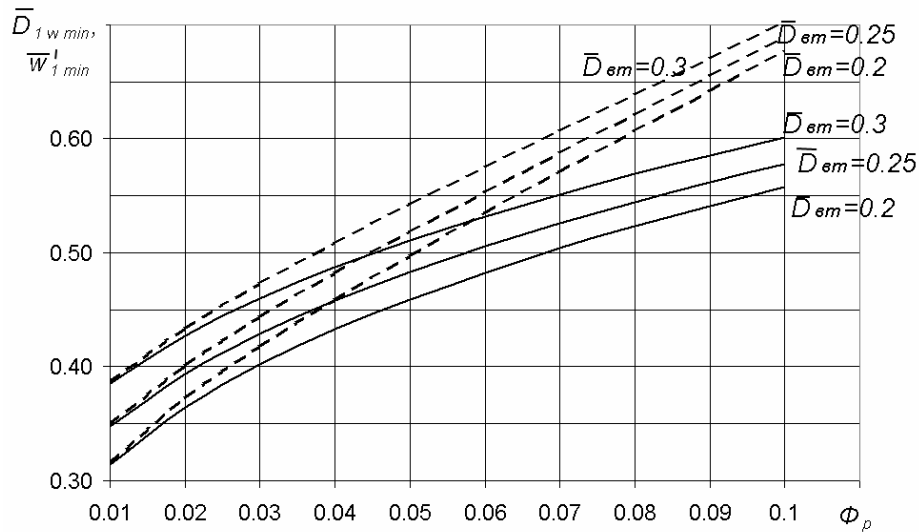


Рис. 3.41. Влияние коэффициентов Φ_p и $\bar{D}_{вт}$ на $\bar{D}_{1w\min}$ (сплошные линии) и $\bar{w}'_{1\min}$ (штриховые линии)

Выбор диаметра входа по минимуму скоростей — это проверенное рациональное решение. Однако в принципе оно не гарантирует минимума потери КПД, поскольку в формулу для $\Delta\eta_{pk}$ входит еще коэффициент потерь. Нет оснований утверждать, что при $\bar{D}_1 = \bar{D}_{1w\min}$ минимальным будет так же и коэффициент потерь межлопаточного канала. Действительное оптимальное значение может быть проверено путем физического (испытания модельных ступеней) или численного эксперимента.

Возможность сопоставления вариантов с коэффициентом $A_D = \frac{\bar{D}_1}{\bar{D}_{1w\min}} \leq \geq 1,0$

предоставляет, в частности, программа оптимального проектирования центробежных ступеней Метода универсального моделирования [17].

Выбор того или иного значения \bar{D}_1 определяет остальные размеры входа в РК:

– высоту лопаток на входе по значениям коэффициентов K_F и K_D :

$$\bar{b}_1 = \frac{\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{em}^2}{4\bar{D}_1 K_F};$$

– наружный диаметр входа в РК: $\bar{D}_0 = \bar{D}_1 / K_D$.

Определен и входной треугольник скоростей (без учета стеснения потока лопатками):

$$\varphi_1 = \frac{\Phi}{\varepsilon_1 4 \bar{D}_1 \bar{b}_1}, \quad \bar{w}_1 = \sqrt{\varphi_1^2 + D_1^2},$$

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_1}{D_1}. \quad (3.52)$$

Определение размеров выхода из РК. В меридиональной плоскости есть только один размер, подлежащий выбору — высота лопаток. Ее относительную величину определяет коэффициент расхода, с учетом или без учета стеснения. Из уравнения неразрывности:

$$\varphi'_{2p} = \frac{\Phi_p}{4\pi\tau_2\varepsilon_2\bar{b}_2}, \quad \varphi_{2p} = \frac{\Phi_p}{4\pi\varepsilon_2\bar{b}_2}. \quad (3.53)$$

При расчете коэффициентов сжимаемости на выходе следует учесть рост температуры торможения в РК в результате подвода механической работы и уже достаточно заметные потери напора (по сравнению с расчетом на входе — формула (3.41)). Соответствующая формула получается путем следующих преобразований:

$$\varepsilon_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0^*} = \left(\frac{T_2}{T_0^*} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{T_0^* + \Delta T_2^* - \frac{c_2^2}{2c_p}}{T_0^*} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(1 + \frac{\psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) u_2^2}{c_p T_0^*} - \frac{(\psi_T^2 + \varphi_2^2)}{2c_p T_0^*} \right)^{\frac{1}{n}},$$

$$= \left(1 + 2 \frac{k-1}{k+1} \psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) \lambda_u^2 - \frac{k-1}{k+1} (\psi_T^2 + \varphi_2^2) \lambda_u^2 \right)^{\frac{1}{n}}$$

и окончательно:

$$\varepsilon_2 = \left(1 + \frac{k-1}{k+1} \lambda_u^2 \left[2\psi_T (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) - (\psi_T^2 + \varphi_2^2) \right] \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (3.54)$$

где $n = \frac{k}{(k-1)} \eta / \frac{k}{(k-1)} \eta - 1$, что вытекает из соотношения $\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta$,

справедливого при незначительном влиянии внешнего теплообмена. Участвующий в формулах КПД — это политропный КПД РК по

статическим параметрам.

Так как после выхода потока из межлопаточного канала скорость становится меньше — $w_2 < w_2'$, $c_2 < c_2'$ — то соответствующие плотности должны находиться в обратном соотношении: $\varepsilon_2 > \varepsilon_2'$. Однако при характерных для промышленных ЦК ступеней значениях чисел Маха это различие пренебрежимо мало. В практических расчетах принимают:

$$\varepsilon_2 \approx \varepsilon_2'. \quad (3.55)$$

Очевидное влияние КПД на изменение плотности в принципе требует выбора того или иного значения КПД в начале расчета с последующей его проверкой по окончании проектирования. Такую проверку позволяет сделать Метод универсального моделирования [17], в программах которого последовательность расчета предусматривает необходимые итерационные процессы.

Выбор той или иной относительной высоты лопаток \bar{b}_2 при заданном значении коэффициента теоретического напора означает следующую трансформацию выходного треугольника скоростей (иллюстрация на рис. 3.42):

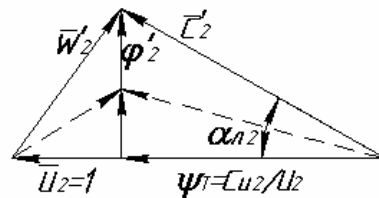


Рис. 3.42. Выходные треугольники скоростей варианта РК с меньшим (сплошные линии) и большим значением \bar{b}_2 (штриховые линии)

- коэффициент расхода тем больше чем меньше \bar{b}_2 : $\varphi_{2p} = \frac{\Phi_p}{4\pi\varepsilon_2\bar{b}_2}$;
- углы выхода потока в абсолютном и относительном движении тем больше, чем меньше \bar{b}_2 : $\alpha_2 = \arctg \frac{\varphi_2}{\psi_T}$, $\beta_2 = \arctg \frac{\varphi_2}{1 - \psi_T}$;
- скорости потока и соответствующая им кинетическая энергия на

выходе из РК тем больше, чем меньше \bar{b}_2 :

$$\bar{c}_2 = \sqrt{\varphi_2^2 + \psi_T^2}, \quad \bar{w}_2 = \sqrt{\varphi_2^2 + (1 - \psi_T)^2};$$

– замедление потока в относительном движении тем слабее, чем

меньше \bar{b}_2 :
$$\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{\sqrt{\varphi_2^2 - (1 - \psi_T)^2}}{\bar{w}_1}.$$

Перечисленные обстоятельства в разной степени определяют выбор относительной высоты лопаток, но все они должны приниматься во внимание.

Для рабочих колес со средними и большими коэффициентами напора $\psi_{Tp} > 0,55$ важно проконтролировать замедление потока в межлопаточных каналах РК. Из представленных выше соотношений вытекает следующая формула для расчета относительной высоты лопаток на выходе в зависимости от величины замедления:

$$\bar{b}_2 \leq \frac{\Phi_p}{4\pi\varepsilon_2 \left[(\bar{w}_1 \dot{w})^2 + (1 - \psi_T)^2 \right]}. \quad (3.56)$$

Опыт проектирования показывает, что рабочие колеса не могут иметь высокий КПД при среднем замедлении более 35÷40%. То есть, при расчете высоты лопаток по формуле (3.56) следует принимать значения $\dot{w} \geq 0,60 \div 0,65$. В противном случае след на задней поверхности лопаток занимает слишком значительную часть межлопаточного канала, что ведет к снижению КПД.

Определив \bar{b}_2 по формуле (3.56) следует проверить значения коэффициента расхода и угла потока в абсолютном движении $\varphi_{2p} = \frac{\Phi_p}{4\pi\varepsilon_2 \bar{b}_2}$

и $\alpha_2 = \arctg \frac{\varphi_2}{\psi_T}.$

У особо высокорасходных и высоконапорных РК значения φ_{2p} могут достигать значений 0,35÷0,40. Это большие значения соответствующие большой кинетической энергии потока на входе в диффузор, потери в котором ей пропорциональны. Если φ_{2p} еще больше, возможно следует

пойти на большее замедление потока в РК, увеличив относительную высоту лопаток \bar{b}_2 .

Лопаточные диффузоры хорошо работают при углах потока на входе α_3 не менее $12\div 15^\circ$, безлопаточные диффузоры — не менее $20\div 25^\circ$. Лопаточные диффузоры обычно шире, чем рабочее колесо на выходе: $b_3 > b_2$. Поэтому угол потока на входе на лопатки диффузора может быть меньше, чем на выходе из РК: $\alpha_3 < \alpha_2$. Наоборот, угол потока в БЛД можно увеличить, сделав плавное сужение в его начальной части. За счет этого можно сделать $\alpha_3 > \alpha_2$.

В любом случае высота лопаток РК на выходе не должна быть больше высоты лопаток на входе. У самых низконапорных РК с $\psi_{\text{Тр}} = 0,40\div 0,45$ даже при $b_2 = b_1$ замедление потока в межлопаточном канале может практически отсутствовать, т.е. $\dot{w} \approx 1,0$.

Перечисленные обстоятельства по выбору высоты лопаток указывают на необходимость компромисса и обеспечения суммарного минимума потерь в рабочем колесе и диффузоре. При численной оптимизации ступеней Методом универсального моделирования сопоставление вариантов с разными \bar{b}_2 дает наиболее ощутимый прирост КПД. Для примера на следующих рисунках представлены результаты оптимального проектирования трех вариантов средненапорной среднерасходной ступени РК + БЛД + ОНА Методом универсального моделирования (программа ODCS-G4E). Основные параметры ступени: $\Phi_p = 0,065$, $\psi_{\text{Тр}} = 0,625$, $M_u = 0,80$, $\text{Re}_u = 7E^6$, $\bar{D}_{\text{вт}} = 0,340$, $\bar{D}_4 = 1,65$.

Все геометрические параметры ступеней оптимизировались, кроме соотношения ширины РК и БЛД. У всех вариантов $\frac{b_3}{b_2} = 1,0$;

Анализировалось влияние выбора отношения скоростей $\dot{w} \geq \dot{w}_{\text{opt}} = 0,714$ (конкретное значение только для этой ступени).

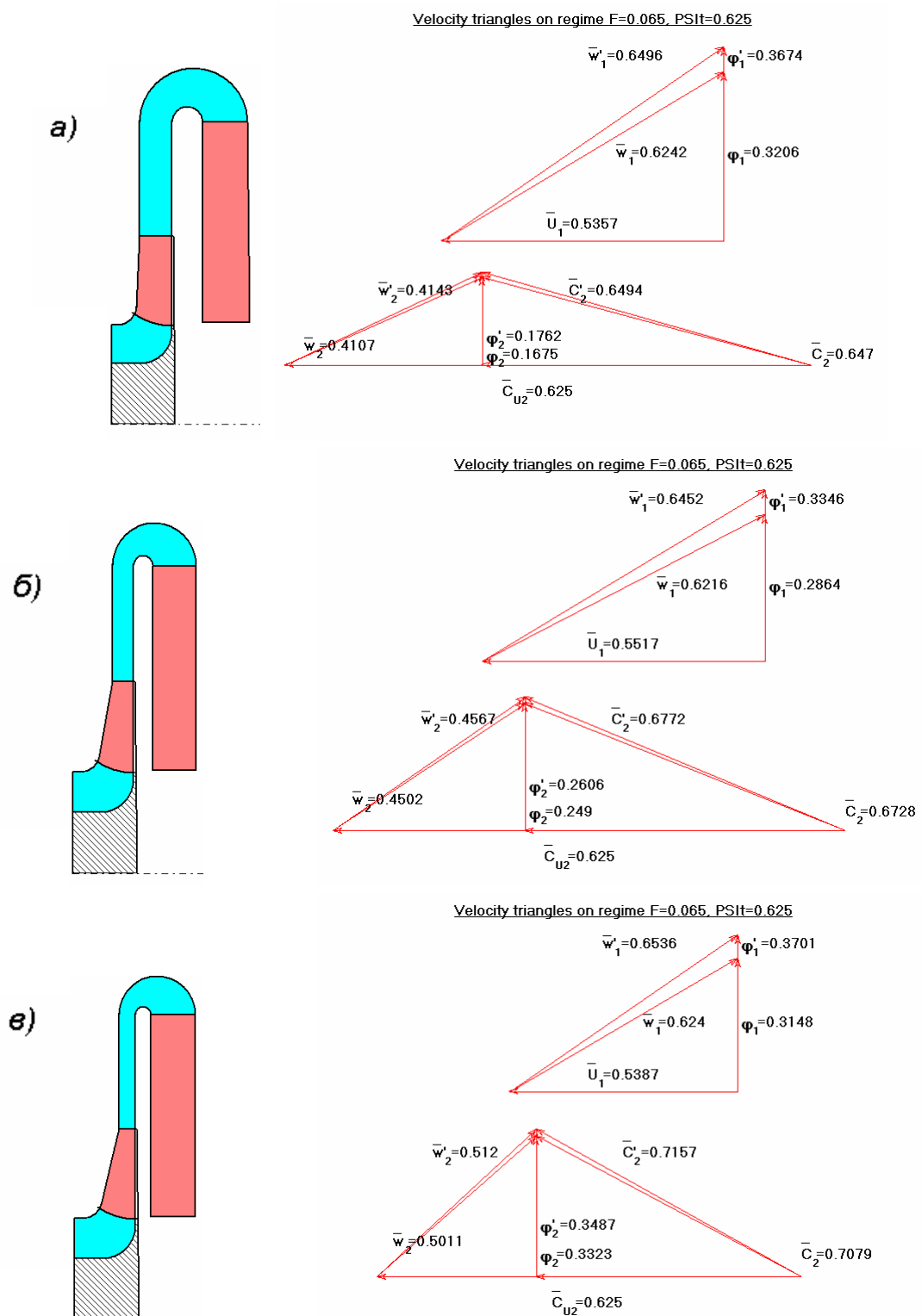


Рис. 3.43. Меридиональная форма и треугольники скоростей оптимизированной ступени:
 a — $\dot{w} = 0,638 < \dot{w}_{opt}$; b — $\dot{w} = 0,714 = \dot{w}_{opt}$; v — $\dot{w} = 0,783 > \dot{w}_{opt}$

Различия вариантов в форме проточной части и треугольников скоростей очевидны. У варианта на рис. 3.43, а с излишним замедлением потока в межлопаточных каналах КПД оказался на 1,5% меньше, чем у оптимального, у варианта с недостаточным замедлением — на 0,5% меньше.

3.3.2. Определение размеров лопаточной решетки РК в радиальной плоскости

Выбор числа лопаток.

В классическом способе проектирования [13] выбор числа лопаток связан с оптимальной густотой:

$$\left(\frac{l}{t}\right)_{opt} = 2,5 \dots 4,0. \quad (3.57)$$

Обратим внимание на то, что густота круговой решетки РК, ЛД или ОНА не является столь же просто определяемой и однозначной, как в случае кольцевой решетки осевой ступени. Там на расчетном радиусе густота однозначно определяется хордой профилей и числом лопаток

$\frac{l}{t} = \frac{B}{2\pi r_{расч} / z}$. В случае круговой решетки длина лопатки

$l \approx \frac{r_2 - r_1}{\sin \beta_{лср}} = \frac{r_2 - r_1}{\sin 0,5(\beta_{л2} + \beta_{л1})}$ в действительности сильно зависит еще и от

формы ее средней линии между радиусами r_1 и r_2 , а шаг лопаток разный на разных радиусах. Для типичных РК со средней линией лопаток в виде дуги окружности в этой же монографии [13] густоту круговой решетки рекомендуется рассчитывать по формуле:

$$\frac{l}{t} = \frac{\lg \frac{D_2}{D_1}}{2,73 \sin \beta_{лср} / z}, \quad (3.58)$$

где $\beta_{лср} = 0,5(\beta_{л1} + \beta_{л2})$.

В этом случае число лопаток следует выбирать по соотношению

$$z_{\text{opt}} = (2,5 \dots 4,0) \frac{2,73 \sin \beta_{\text{лсп}}}{\lg \frac{D_2}{D_1}}. \quad (3.59)$$

Напомним, что при проектировании лопаточных аппаратов осевого компрессора по диаграмме Хауэлла, следует выбирать густоту решетки в пределах $\frac{B}{t} = \frac{1}{t/B} = 1 \div 1,43$, причем это осознанный выбор, связанный с желанием создать менее или более высоконапорную ступень. Число лопаток круговой решетки РК по формуле (3.59) не связано с коэффициентом напора, но только с желанием получить наивысший КПД и приемлемую зону работы. В [13] указывается на необходимость выбирать меньшее оптимальное число лопаток, когда есть опасность сильного стеснения потока лопатками на входе в РК.

Принципы газодинамического проектирования кафедры КВХТ [17] отдают предпочтение газодинамическим параметрам, а не геометрическим. В данном случае речь идет о том, что оптимальный выбор числа лопаток предпочтительнее делать исходя из их аэродинамической нагрузки, а не по густоте решетки. Связь между аэродинамической нагрузкой (это разность скоростей на задней и передней поверхностях лопаток) и числом лопаток устанавливает теорема об изменении момента количества движения. Рассмотрим ее соотношения, пренебрегая силами трения, которые мало влияют на результат.

На поверхности лопаток действует разность давлений $\Delta p = p_{\text{п}} - p_{\text{з}}$, которую, как и разность скоростей, можно назвать аэродинамической нагрузкой. На бесконечно малом радиальном отрезке dr (рис. 3.44) эта разность давлений создает элементарную силу в направлении, противоположном направлению вращения РК, и момент относительно оси вращения ротора:

$$\left. \begin{aligned} dP_u &= -\Delta p b dr, \\ dM_z &= -dP_u r z \end{aligned} \right\}. \quad (3.60)$$

Здесь b — высота лопатки на рассматриваемом радиусе r , а z — число лопаток. Знак «минус» показывает, что сила и момент направлены в сторону, противоположную вращению.

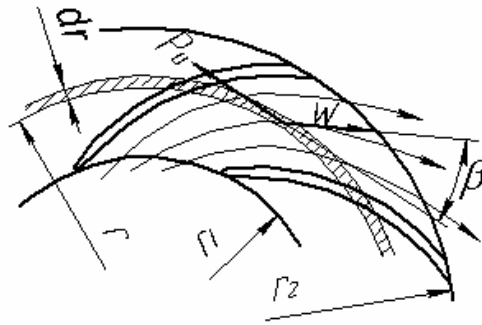


Рис. 3.44. Схема возникновения момента M_z относительно оси ПК

Препятствующий вращению ПК момент dM_z преодолевается приводным двигателем. Теорема об изменении момента количества движения гласит, что момент внешних сил — в данном случае это момент, развиваемый двигателем $dM'_z = -dM_z$, равен изменению момента количества движения газа, протекающего через межлопаточные каналы в единицу времени:

$$dM'_z = \bar{m} d(c_u r). \quad (3.61)$$

Имея в виду, что расход газа через кольцевое сечение радиуса r равен $\bar{m} = \rho w_r 2\pi r b \tau$ (коэффициент стеснения учитывает, что часть проходного сечения занята лопатками конечной толщины):

$$d(c_u r) = \frac{\Delta p b dr \cdot r z}{\rho w_r 2\pi r b \tau} = \frac{z}{2\pi \tau} \frac{\Delta p}{\rho} \frac{1}{w \sin \beta} dr. \quad (3.62)$$

Оперировать диаграммами скоростей на поверхности лопаток удобнее, чем диаграммами давлений, поэтому воспользуемся уравнением Бернулли для относительного движения, которое связывает давления и скорости в межлопаточных каналах ПК (для упрощения рассматривается движение несжимаемой жидкости):

$$p - p_1 = \rho \frac{w_1^2 - w^2}{2} + \rho \frac{u^2 - u_1^2}{2} - \rho h_w,$$

или

$$\tilde{p}^* - \tilde{p}_1^* = \rho \frac{u^2 - u_1^2}{2} - \rho h_w, \quad (3.63)$$

где $\tilde{p}^* = p + \rho \frac{w^2}{2}$ — полное давление газа в относительном движении.

Итак, в невязком ядре потока ($h_w = 0$) полное давление в относительном движении меняется только по радиусу, откуда при $\tilde{p}_n^* = \tilde{p}_3^*$

$$\text{и } p_n + \rho \frac{w_n^2}{2} = p_3 + \rho \frac{w_3^2}{2} :$$

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{w_3^2 - w_n^2}{2} = \frac{w_3 + w_n}{2} (w_3 - w_n). \quad (3.64)$$

Так как $\frac{w_3 + w_n}{2} \approx w$, т.е. среднеарифметическая величина скоростей на задней и передней поверхностях лопаток примерно равна среднерасходной скорости в межлопаточном канале, а $w_3 - w_n = \Delta w$ — искомая аэродинамическая нагрузка, то соотношение (3.62) предстает в виде:

$$d(c_u r) = \frac{z}{2\pi\tau} \frac{\Delta w}{\sin\beta} dr. \quad (3.65)$$

Интегрируя это соотношение в предположении постоянства нагрузки по радиусу $\Delta w = f(r) = \text{const}$ и заменяя текущее значение угла потока его средним значением получим после приведения к безразмерному виду (соотношение справедливо при отсутствии закрутки потока на входе в РК):

$$\psi_T = \frac{z}{2\pi\tau} \Delta \bar{w} \frac{(1 - \bar{D}_1)}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}. \quad (3.66)$$

Итак, заданная величина коэффициента теоретического напора может быть получена при малом числе лопаток z и большой безразмерной нагрузке $\Delta \bar{w} = \frac{w_3 - w_n}{u_2}$, и наоборот — рис. 3.45.

При большой нагрузке и малом числе лопаток большие скорости и сильное замедление потока на задней поверхности, на которой опасно образование следа (срыва). Скорость потока в точке начала следа больше, больше и соответствующие потери.

При маленькой нагрузке замедление вдоль задней поверхности меньше, но большая поверхность трения. Большое число лопаток ведет к большему стеснению потока на входе, что в любом случае нежелательно.

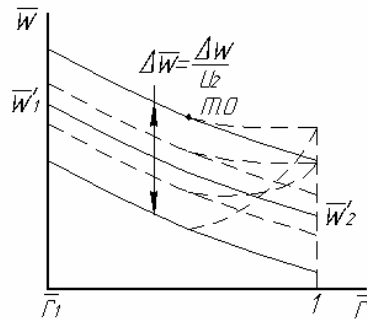


Рис.3.45. Относительная нагрузка на лопатку: сплошные линии — при малом числе лопаток, штриховые линии — при большом числе лопаток

Теоретический анализ и опыт проектирования показывает, что оптимальная нагрузка $\Delta \bar{w}_{opt}$ в некоторой степени зависит от заданного коэффициента теоретического напора рабочего колеса. В диапазоне $\psi_{Tr} = 0,40-0,70$ оптимальная нагрузка меняется в диапазоне $\Delta \bar{w}_{opt} \approx 0,35-0,45$. Тем не менее, получение больших коэффициентов напора требует большего числа лопаток. Для среднерасходных РК оптимальное количество лопаток в диапазоне $\psi_{Tr} = 0,4-0,70$ возрастает от 9–11 до 17–21:

$$z_{opt} = (0,35 \dots 0,45) \frac{\psi_{Tr}}{\Delta \bar{w}} 2\pi\tau \frac{\sin \beta_{cp}}{1 - \bar{D}_1}. \quad (3.67)$$

Нужно отметить, что небольшое отступление от оптимального числа лопаток несильно сказывается на эффективности ступени. На рис. 3.46 показана зависимость КПД от средней нагрузки лопаток средненапорного РК.

При выборе числа лопаток предпочтение отдается простым числам (7, 11, 13, 17, 19, 23 и т.д.), что уменьшает опасность резонанса из-за нестационарности потока, связанной с конечным числом лопаток. Большее число лопаток повышает частоту собственных колебаний и уменьшает нестационарные нагрузки периферийной части покрывающего диска.

Помимо коэффициента теоретического напора и средней нагрузки на оптимальное число лопаток влияет их безразмерная длина

$$\frac{l}{D_2} \approx \frac{1 - \bar{D}_1}{\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}$$

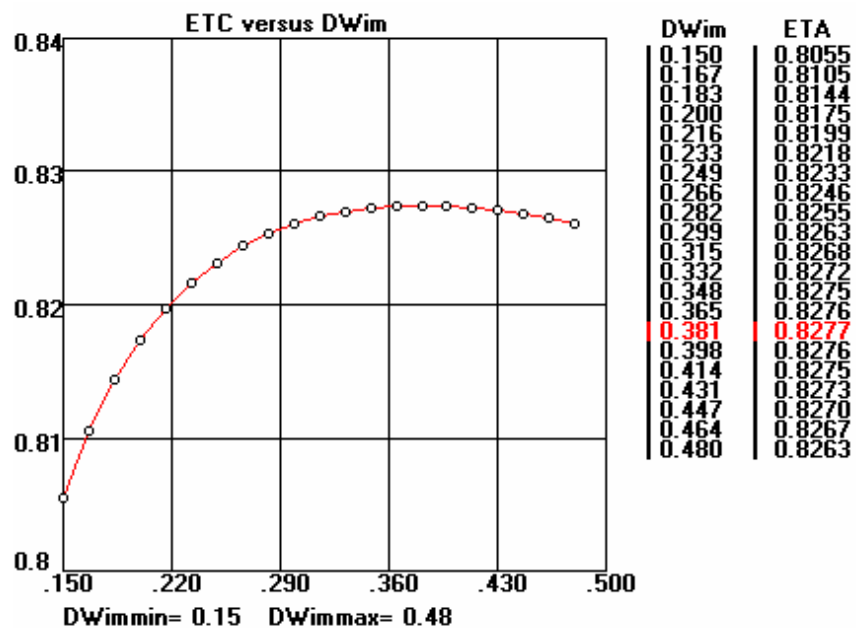


Рис. 3.46. Зависимость КПД от средней нагрузки лопаток РК средненапорной, среднерасходной ступени (Программа ODCS-G5E Метода универсального моделирования)

Длина лопаток разная при разной форме лопаток в радиальной плоскости. Эта форма так же может быть объектом оптимизации. В практике проектирования кафедры КВХТ окончательный выбор числа лопаток делается на основании анализа диаграмм скоростей невязкого квазитрехмерного потока на их поверхности. Примеры приведены в следующем подразделе.

Форма средней линии лопатки в радиальной плоскости.

Ранее определены входной и выходной треугольники скоростей, обеспечивающие заданные расход и напор ступени. Теперь следует определить форму лопаток, при которой заданные параметры будут обеспечены при минимальных потерях напора в межлопаточных каналах. Эта задача делится на три составляющие.

Оптимальный входной угол лопаток $\beta_{л1}$. Потери в межлопаточном канале РК определяются соотношением коэффициента потерь канала,

безразмерной кинетической энергии потока на входе и коэффициента теоретического напора $\Delta\eta_{\text{РК}} = 0,5 \frac{\zeta_{\text{РК}}}{\psi_{\text{T}}} (w_1'/u_2)^2$.

Так как входная скорость w_1'/u_2 уже минимизирована, а коэффициент теоретического напора ψ_{T} — заданная величина, то минимизировать можно только коэффициент потерь $\zeta_{\text{РК}}$. Расчеты и практика проектирования показывают, что для этого на расчетном режиме нужно обеспечить условие безударного входа потока на лопатки.

В лекционном курсе «Теория турбомашин» поясняется, что условие безударного входа обеспечено тогда, когда струйка тока, идущая к поверхности лопатки (критическая струйка тока) направлена под углом лопатки на входе (угол $\beta_{\text{пл}}$). В этом случае критическая точка находится на входной кромке, и обтекание носика лопатки наиболее гладкое. То есть, нет пиков скоростей, которые возникают при ударном обтекании потоком входной кромки. Такие пики возникают, если критическая струйка тока находится как на передней стороне лопатки (положительный угол атаки), так и на задней стороне лопатки (отрицательный угол атаки).

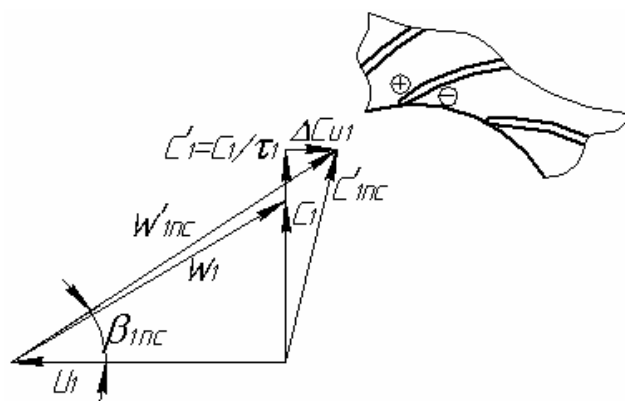


Рис. 3.47. Изменение величины и направления струйки тока, идущей в переднюю критическую точку лопатки РК

Итак, угол входа лопатки $\beta_{\text{пл}}$ должен соответствовать направлению критической струйки тока. Поскольку лопатки имеют конечную толщину и снижают площадь проходного сечения, то критическая струйка тока разгоняется до скорости $c_1' = c_1/\tau_1$ (рис. 3.47). Одновременно из-за

разности давлений на передней и задней стороне лопатки эта струйка поворачивается в сторону задней поверхности, где давление меньше. Критическая струйка приобретает закрутку, противоположную вращению РК. В результате приближается к поверхности лопаток со скоростью w_{1nc} (рис. 3.47).

Нужно обратить внимание на то, что в сторону, противоположную вращению закручивается не весь поток, а только критическая струйка тока. Струйки тока в середине межлопаточного канала поворачивают так же в сторону задней поверхности лопаток, но приобретают при этом положительную закрутку. По шагу перед РК частицы газа приобретают разную по величине и направлению относительную скорость — с отрицательной и положительной закруткой*.

С учетом изложенного условие безударного входа определяется соотношениями:

$$i_{1nc} = \beta_{n1} - \beta_{1nc} = 0, \quad \beta_{1nc} = \arctg \frac{\varphi_1}{\bar{u}_1 - \Delta \bar{c}_{u1}} \quad (\bar{u}_1 = \bar{D}_1, \Delta c_{u1} < 0). \quad (3.68)$$

Для расчета Δc_{u1} Ю. Галёркиным предложена следующая физическая схема (рис. 3.48).

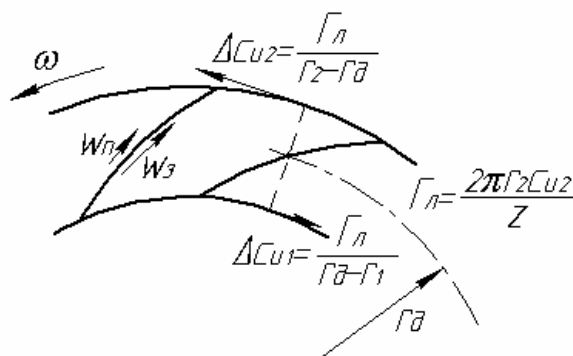


Рис. 3.48. Схема к расчету Δc_{u1} , вследствие перестройки потока при входе на лопатку

* Если перед РК поток не имел предварительной закрутки, т.е. $c_{u1} = 0$, то и в результате перестройки под воздействием нагрузки лопаток закрутка не может появиться. Противоположное противоречило бы теореме об изменении момента количества движения $d(\bar{m}c_u) = dM_z$, так как момент внешних сил M_z в невязком ядре потока перед лопатками отсутствует.

Передавая газу механическую работу двигателя, лопатки рабочего колеса создают на выходе из него циркуляцию потока $\Gamma = c_{u2} 2\pi r_2$. Каждая из лопаток воздействует на поток таким же образом, как воздействовал бы вихрь с циркуляцией $\Gamma_{\text{вихр}} = \frac{c_{u2} 2\pi r_2}{z}$ (z — число лопаток). Представим, что вихрь расположен на лопатке в точке приложения аэродинамической силы на радиусе, который условно назовем радиусом давления r_d . Вихрь индуцирует скорости в потоке, обратно пропорциональные расстоянию от своего центра. Таким образом, закрутка критической струйки тока на входе на лопатки может быть представлена так:

$$\Delta c_{u1} = -\frac{c_{u2} 2\pi r_2}{z(r_d - r_1)}$$

Положение r_d зависит от характера распределения нагрузки. Если нагрузка постоянна по радиусу, то центр давления находится посередине между r_1 и r_2 . При проектировании РК по Методу универсального моделирования нагрузка несколько смещена к концу лопатки. В этом случае центр давления приближается к концу лопаток. Схематизировано характер распределения нагрузки лопаток отражает коэффициент центра давления:

$$K_{\text{цд}} = \frac{r_2 - r_d}{r_2 - r_1}. \quad (3.69)$$

После преобразований в безразмерном виде закрутка критической струйки тока предстанет в виде:

$$\Delta \bar{c}_{u1} = -\frac{2\pi \psi_T}{z(r_2 - r_1)(1 - K_{\text{цд}})}. \quad (3.70)$$

В зависимости от выбранного вида распределения нагрузки по длине лопаток значения коэффициента центра давления $K_{\text{цд}} = 0,45 \div 0,50$.

Предложенная схема, учитывает:

– среднюю нагрузку лопаток, связанную с коэффициентом напора РК, числом и радиальной протяженностью лопаток;

– характер распределения нагрузки через величину коэффициента

$K_{\text{цд}}$.

Опосредствованно формула учитывает, насколько велика разность давлений в той области лопатки, где формируется перестройка потока.

Входной угол лопатки, обеспечивающий безударное обтекание равен:

$$\beta_{\text{лбу}} = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_1 / \tau_1}{\bar{D}_1 + \frac{2\pi\psi_{\text{Тр}}}{z(1-\bar{D}_1)(1-K_{\text{цд}})}}. \quad (3.71)$$

Анализ экспериментальных данных и расчетов обтекания лопаток невязким квазитрехмерным потоком показал, что формула не только отражает роль наиболее важных факторов, определяющих перестройку потока, но и гарантирует приемлемую для целей практического проектирования точность расчета необходимого входного угла лопаток.

Отметим, что в формуле нет эмпирических коэффициентов, отражающих роль вязкости потока. Действительно, измерения показали, что в рабочих колесах заметное влияние вязкости появляется ближе к выходу из межлопаточных каналов — там, где появляется низкоэнергетическая зона — «след».

На рис. 3.47 показано, что стеснение увеличивает угол натекания критической струйки тока, а перестройка из-за разности давлений уменьшает. В некоторых случаях оба эти фактора компенсируют друг друга, но опыт проектирования показывает, что для большинства РК необходимо учитывать оба фактора.

Выходной угол лопаток $\beta_{\text{л2}}$, обеспечивающий заданный коэффициент теоретического напора $\psi_{\text{Тр}}$. Как известно, на выходе из межлопаточных каналов поток имеет угол выхода β_2 меньший, чем угол лопаток $\beta_{\text{л2}}$. Угол отставания $\Delta\beta = \beta_{\text{л2}} - \beta_2$ должен быть учтен при выборе угла лопаток.

Рассмотрим движение невязкого газа на выходе из РК с соблюдением постулата Кутта — Жуковского. Критическая струйка тока покидает лопатку под углом $\beta_{\text{л2}}$. Как известно, в невязком потоке форма линий тока не зависит от направления движения. Если представить, что поток движется от периферии к центру, то срединные линии тока, подсасываясь к области пониженного давления на задней поверхности

лопатки, приобретут направление под углом меньше $\beta_{л2}$.

Иначе говоря, для соблюдения условия схода (постулата) Кутта — Жуковского, средний угол выхода потока из РК должен быть меньше угла выхода лопаток $\beta_2 < \beta_{л2}$. Различие углов лопатки и потока проиллюстрировано на рисунке 3.49.

Как и в случае перестройки потока на входе, в невязком потоке отставание на выходе возникает из-за нагрузки лопаток. В Методе универсального моделирования для определения угла $\beta_{л2}$, обеспечивающего заданный коэффициент $\psi_{Тр}$ применяется та же физическая модель Ю. Галёркина и вытекающая из нее формула, что и при учете перестройки потока на входе.

Вихрь с циркуляцией $\Gamma_{л}$ на радиусе r_d индуцирует закрутку потока на выходе $\Delta c_{u2} = \frac{c_{u2} 2\pi r_d}{z(r_2 - r_d)}$, отклоняющую поток от направления лопатки в сторону, противоположную вращению. Соответственно, формула для расчета угла лопаток, обеспечивающего заданный коэффициент теоретического напора представляется так:

$$\beta_{л2} = \text{arctg} \frac{\varphi_2'}{1 - \psi_{Тр} + K_{\mu} \frac{2\pi \psi_{Тр}}{z(1 - \bar{D}_1) K_{цд}}} \quad (3.72)$$

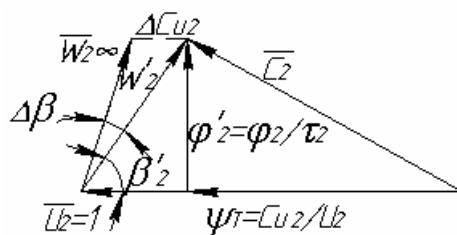


Рис. 3.49. Схема перестройки потока на выходе из РК

В отличие от расчета входного угла лопаток, в формуле (3.72) присутствует эмпирический коэффициент $K_{\mu} > 1,0$, учитывающий влияние вязкости. Разница заключается в том, что на входе в РК вязкость проявляется себя только в тонких пограничных слоях. Внутри межлопаточного

канала картина меняется. На задней поверхности лопаток под действием сил инерции подавляется поперечная турбулентность, пограничный слой ламинаризируется и утолщается. Ламинарный пограничный слой легко отрывается. При этом образуется низкоэнергетическая зона, называемая следом — рис. 3.50. В этой зоне происходит дополнительное отклонение потока в сторону обратную вращению.

Обратим внимание на пространственную форму следа. Если посмотреть на межлопаточный канал со стороны выхода из РК, то видно, что след не плоский, и развивается в углу между покрывающим диском и задней поверхностью лопатки. Такая картина характерна для режима безударного входа потока. При положительных углах атаки след может занять практически всю заднюю поверхность лопаток. В области следа имеет место существенная вихревая составляющая потока — рис. 3.51.

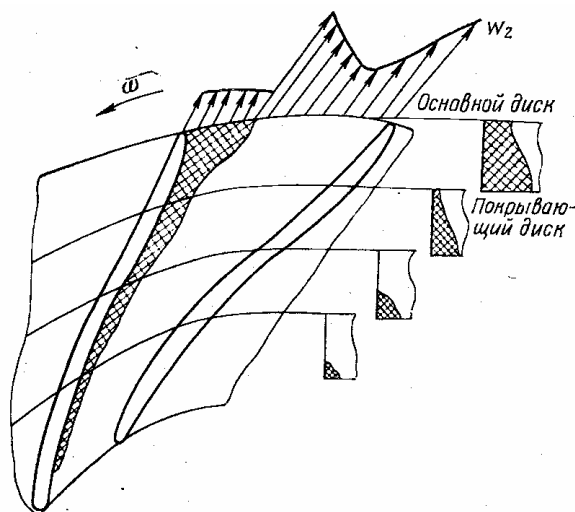


Рис. 3.50. Схема течения в межлопаточном канале центробежного РК [14]

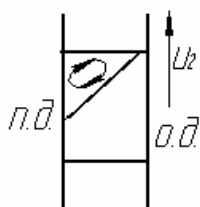


Рис. 3.51. Вихревая зона на выходе из межлопаточного канала РК

Утолщенный пограничный слой и низкоэнергетическая зона на

задней поверхности лопаток приводит к уменьшению отклоняющей способности лопаточной решетки. Для обеспечения заданного коэффициента напора по сравнению с невязким потоком нужно выбрать большую величину $\beta_{л2}$, для чего в формулу (3.72) и введен эмпирический коэффициент $K_\mu > 1,0$. Понятно, что его величина тем больше, чем сильнее проявляет себя вязкость потока. Известно, что в более высоконапорных РК приходится сильнее снижать скорость в межлопаточных каналах. Влияние числа Россби (подавление поперечных пульсаций на задней поверхности лопаток) так же сильнее. Оба фактора приводят к более сильному развитию низкоэнергетической зоны и росту угла отставания. Обработка экспериментальных данных показала, что у низконапорных рабочих колес с $\psi_{Тр} \approx 0,50$ значение $K_\mu \approx 1,5$, но при $\psi_{Тр} = 0,70 - 0,75$ возрастает до $K_\mu \approx 2,5$.

В настоящее время на кафедре КВХТ используется программа расчета обтекания лопаток невязким потоком, т.е. решается прямая задача. Процесс оптимального проектирования — это сопоставление вариантов решения прямой задачи. В зависимости от напорности РК, коэффициент теоретического напора, рассчитанный по программе, получается равным $\psi_{Тр} = (0,86 - 0,94)\psi_{Тид}$. Входной угол выбирается из условия безударного обтекания, которое оценивается по рассчитанной диаграмме скоростей. Выходной угол выбирается из условия обеспечения заданного напора. Далее необходимо добиться хорошего обтекания с контролируемым замедлением на задней поверхности.

Форма средней линии лопаток. Величина скоростей потока и их направление определены выше, при выборе размеров РК в сечениях «1» и «2». С учетом перестройки потока на входе и выходе определены углы входа и выхода лопаток. При «классическом» способе профилирования [13] форма средней линии лопаток между D_1 и D_2 — это дуга окружности, или прямая, как частный случай (рис. 3.52)

Величины радиусов кривизны R_μ и положения центра радиусов кривизны R_0 определяются диаметрами начала и конца лопаток D_1 и D_2 , и углами лопаток на входе и выходе $\beta_{л1}$ и $\beta_{л2}$. Соответствующие формулы

вытекают из очевидных геометрических соотношений:

$$R_{\pi} = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4(D_2 \cos \beta_{\pi 2} - D_1 \cos \beta_{\pi 1})}, \bar{R}_{\pi} = R_{\pi} / D_2 = \frac{1 - \bar{D}_1^2}{4(\cos \beta_{\pi 2} - \bar{D}_1 \cos \beta_{\pi 1})}. \quad (3.73)$$

$$R_0 = \sqrt{R_{\pi}^2 + 0,25D_2^2 - R_{\pi}D_2 \cos \beta_{\pi 2}}, \bar{R}_0 = R_0 / D_2 = \sqrt{0,25 + \bar{R}_{\pi}^2 - \bar{R}_{\pi} \cos \beta_{\pi 2}} \quad (3.74)$$

Из формул следует:

– при $\cos \beta_{\pi 2} > \bar{D}_1 \cos \beta_{\pi 1}$ радиус кривизны лопаток — положительный, то есть, его центр расположен со стороны задней поверхности лопаток. Обычно значение относительного диаметра входа \bar{D}_1 лежит в пределах $0,52 \div 0,58$, а входной угол лопаток $\beta_{\pi 1} = 25 \div 30^\circ$. То есть, центр кривизны лопаток расположен со стороны задней поверхности лопаток при $\beta_{\pi 2} < 58 \div 63^\circ$. Такие лопатки иногда называют «лопатки, загнутые назад»;

– при $\cos \beta_{\pi 2} = \bar{D}_1 \cos \beta_{\pi 1}$ радиус кривизны лопаток равен бесконечности, т.е. средняя линия лопаток — прямая линия — «прямые лопатки»;

– при $\cos \beta_{\pi 2} < \bar{D}_1 \cos \beta_{\pi 1}$ радиус кривизны лопаток — отрицательный, то есть, его центр расположен со стороны передней поверхности лопаток. Для типичных РК это имеет место при $\beta_{\pi 2} > 58 \div 63^\circ$. Такие лопатки иногда называют «лопатки, загнутые вперед».

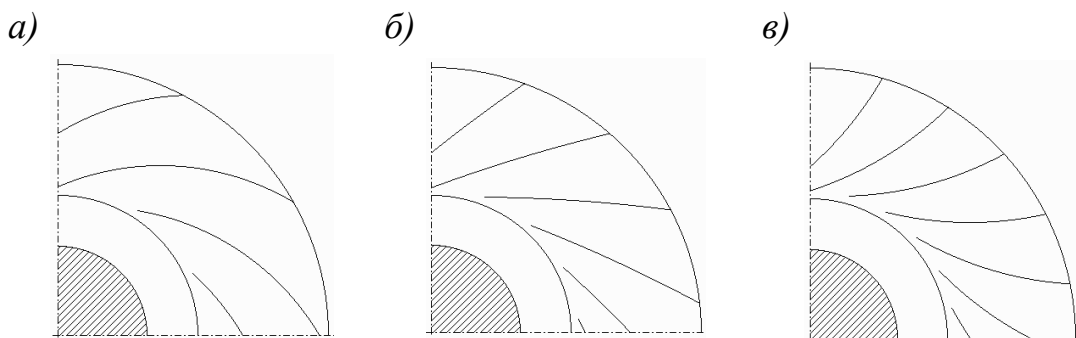


Рис. 3.52. Форма средней линии лопаток в виде дуги окружности (прямая линия — как частный случай): *а* — центр кривизны со стороны задней поверхности; *б* — радиус кривизны равен бесконечности (прямая линия); *в* — центр кривизны со стороны передней поверхности

«Геометрический» способ профилирования долгое время был единственным, и сейчас достаточно широко применяется. С его помощью создано много высокоэффективных компрессоров и модельных ступеней. Однако при профилировании высокорасходных и высоконапорных РК эффективность ступеней оказывается недостаточной, что побудило к созданию аэродинамически обоснованного подхода. Метод профилирования лопаток РК с учетом распределения скоростей на поверхностях лопаток разработан в научной группе проф. Ю.Б. Галеркина «Рабочие процессы центробежных компрессоров» кафедры КВХТ [17].

Связь между диаграммой скоростей на поверхности лопаток и формой их средней линии вытекает из теоремы об изменении момента количества движения. Повторим и разовьем рассуждения относительно нагрузки лопаток, представленные выше при обсуждении выбора оптимального числа лопаток. Разность давлений на текущем радиусе $\Delta p = p_n - p_s = f(r)$ создает элементарную силу в направлении, противоположном направлению вращения РК, и момент относительно оси вращения ротора (рис. 3.44) $dP_u = -\Delta p b dr$, $dM_z = -dP_u r z$. Здесь b — высота лопатки на рассматриваемом радиусе r , а z — число лопаток. Знак минус показывает, что сила и момент направлены в сторону, противоположную вращению.

Препятствующий вращению РК момент dM_z преодолевается приводным двигателем $dM'_z = -dM_z$. Теорема об изменении момента количества движения гласит, что момент внешних сил dM'_z вызывает изменение момента количества движения газа, протекающего через межлопаточные каналы в единицу времени: $dM'_z = \bar{m} d(c_u r)$.

Имея в виду, что расход газа через кольцевое сечение радиуса r равен $\bar{m} = \rho w_r 2\pi r b \tau$ (коэффициент стеснения учитывает, что часть проходного сечения занята лопатками конечной толщины):

$$d(c_u r) = \frac{\Delta p b dr \cdot r z}{\rho w_r 2\pi r b \tau} = \frac{z}{2\pi} \frac{\Delta p}{\rho} \frac{1}{w \sin \beta} dr.$$

Оперировать диаграммами скоростей на поверхности лопаток удобнее, чем диаграммами давлений, поэтому воспользуемся уравнением

Бернулли для относительного движения, которое связывает давления и скорости в межлопаточных каналах РК (для упрощения рассматривается движение несжимаемой жидкости):

$$p - p_1 = \rho \frac{w_1^2 - w^2}{2} + \rho \frac{u^2 - u_1^2}{2} - \rho h_w, \quad \tilde{p}^* - \tilde{p}_1^* = \rho \frac{u^2 - u_1^2}{2} - \rho h_w,$$

где $\tilde{p}^* = p + \rho \frac{w^2}{2}$ — полное давление газа в относительном движении.

Из приведенного уравнения очевидно вытекает, что в невязком ядре потока ($h_w = 0$) полное давление в относительном движении меняется только по радиусу, откуда при $\tilde{p}_n^* = \tilde{p}_3^*$ следует:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{w_3^2 - w_n^2}{2} = \frac{w_3 + w_n}{2} (w_3 - w_n).$$

Так как $\frac{w_3 + w_n}{2} \approx w$, т.е. среднеарифметическая величина скоростей на задней и передней поверхностях лопаток примерно равна среднерасходной скорости в межлопаточном канале, а $w_3 - w_n = \Delta w$ — искомая аэродинамическая нагрузка, то

$$\frac{d(c_u r)}{dr} = \frac{z}{2\pi\tau} \frac{\Delta w}{\sin\beta}. \quad (3.75)$$

Так как $c_u = u - w_u$ (при обычных углах потока $\beta < 90^\circ$) то:

$$\frac{d(c_u r)}{dr} = \frac{d(\omega r \cdot r - w_u r)}{dr} = 2\omega r - r \frac{dw_u}{dr} - w_u = \frac{z}{2\pi\tau} \frac{\Delta w}{\sin\beta}$$

$$\text{и } \Delta w = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left(2\omega r - r \frac{dw_u}{dr} - w_u \right).$$

Так как $w_u = c_r \text{ctg}\beta$, то

$$\Delta w = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left(2\omega r - r \text{ctg}\beta \frac{dc_r}{dr} - r c_r \frac{d(\text{ctg}\beta)}{dr} - c_r \text{ctg}\beta \right).$$

Приведя к безразмерному виду $\Delta \bar{w} = \frac{\Delta w}{u_2}$, $\bar{r} = \frac{r}{r_2}$, $\varphi = \frac{c_r}{u_2}$:

$$\Delta \bar{w} = \frac{2\pi\tau}{z} \sin\beta \left(2\bar{r} - \bar{r} \text{ctg}\beta \frac{d\varphi}{d\bar{r}} - \bar{r} \varphi \frac{d(\text{ctg}\beta)}{d\bar{r}} - \varphi \text{ctg}\beta \right). \quad (3.76)$$

Значение текущей величины коэффициента расхода вытекает из уравнения неразрывности:

$$\varphi' = \frac{\Phi}{4 \frac{\rho}{\rho_0} \tau \bar{b} \bar{D}}, \quad (3.77)$$

и, так как зависимость $b/D_2 = f(r)$ определена, то влиять на нагрузку через $\frac{d\varphi}{dr}$ в формуле (3.76) на этом этапе профилирования нельзя.

Заметим только, что при росте текущего коэффициента расхода в межлопаточном канале нагрузка уменьшается, и наоборот.

Оптимизация формы лопаточной решетки с учетом диаграмм скоростей производится за счет выбора наиболее подходящей зависимости $\beta_{л} = f(r)$, которая определяет зависимость углов потока $\beta = f(r)$. С учетом рассмотренных выше процессов перестройки потока на входе и его отставания на выходе зависимости $\beta = f(r)$ и $\beta_{л} = f(r)$ находятся в связи, показанной на рис. 3.53. При безударном обтекании входной кромки поток входит в межлопаточный канал с углом больше угла лопаток $\beta_1 > \beta_{л1}$. На некотором удалении от входа практически полностью направляется лопатками, $\beta \approx \beta_{л}$. Ближе к выходу начинается процесс отставания потока, $\beta < \beta_{л}$.

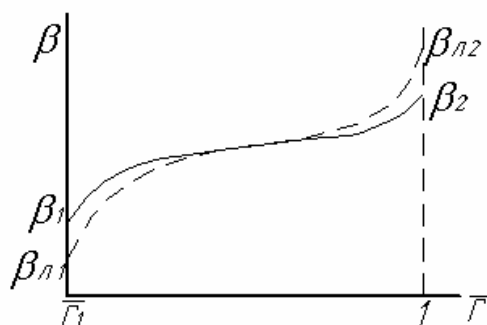


Рис. 3.53. Изменение углов потока (расчетный режим) и углов лопатки РК по радиусу

В любом случае при увеличении угла лопаток поток следует за их направлением с некоторым опережением на входе или отставанием на выходе. Их формулы (3.76) следует, что при увеличении угла потока

нагрузка растёт, так как $\frac{d(\operatorname{ctg}\beta)}{dr}$ становится отрицательным.

Рассмотрим, как характер $\Delta\bar{w} = f(r)$ влияет на диаграммы скоростей и через них на аэродинамические свойства лопаточной решетки РК. Представим диаграмму скоростей схематизировано, при следующих допущениях:

- средняя скорость $w = f(r)$ меняется линейно;
- текущая нагрузка $\Delta\bar{w} = f(r)$ меняется линейно;
- скорости на задней и передней поверхностях лопаток равны $w_3 = w + 0,5\Delta\bar{w}$ и $w_{II} = w - 0,5\Delta\bar{w}$, соответственно. Такие допущения вполне приемлемы для качественного анализа, который сейчас будет предпринят.

При анализе будем иметь в виду, что низкоэнергетическая зона — «след» образуется на задней поверхности лопатки. Понятно, что вихревые потери пропорциональны кинетической энергии в точке образования следа. Для уменьшения вихревых потерь зону следа нужно сместить как можно ближе к выходу из РК, т.е. в область малых скоростей (или избежать ее образования вовсе).

Схематизированная эпюра скоростей показана на рис. 3.54. При заданных треугольниках скоростей на входе и выходе разный характер изменения лопаточных углов по радиусу приведет к разному распределению нагрузки и к разным диаграммам скоростей.

При «геометрическом» способе профилирования (средняя линия лопатки — дуга окружности) и умеренных углах выхода $\beta_{л2} \approx 40 \div 50^\circ$ нагрузка по радиусу близка к линейной (сплошные линии на рис. 3.54). При нарастающем от входа к выходу градиенте изменения угла лопаток $\frac{d\beta_{л}}{dr}$ нагрузка на входе меньше, чем на выходе (штрихпунктирные линии на рис. 3.54), и, наоборот, (штриховые линии на рис. 3.54).

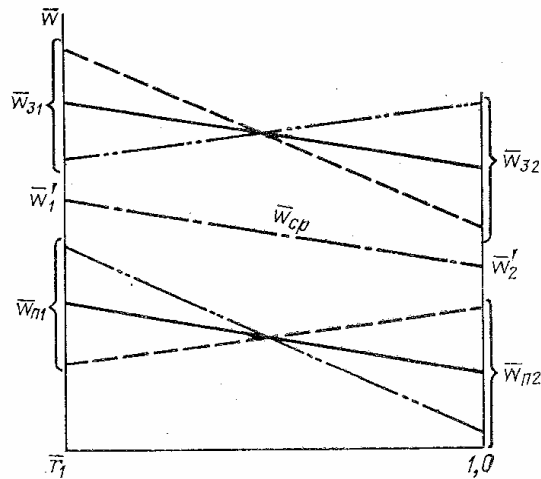


Рис. 3.54. Схематизированная эпюра скоростей на поверхности лопатки с различным распределением нагрузки: сплошные линии — постоянная по радиусу нагрузка; штриховые линии — нагрузка на входе больше средней; штрихпунктирные линии — нагрузка на входе меньше средней

Очевидно, что максимальная местная скорость на лопатке имеет место вблизи входной кромки на задней поверхности и равна $\bar{w}_{31} = \bar{w}_1' + 0,5\Delta\bar{w}_1$. Известно, что негативное влияние сжимаемости потока проявляется особенно сильно, когда местная скорость превышает скорость звука. Условие $M_{w_{31}} = 1,0$ для РК с большой нагрузкой на входе будет иметь место при меньших M_u , чем для РК с малой величиной $\Delta\bar{w}_1$. По аналогии с осевыми ступенями фактор диффузорности представится в виде:

$$F_D = 1 - \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_{31}} = 1 - \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_1' + 0,5\Delta\bar{w}_1}. \quad (3.78)$$

Очевидно, что при одинаковой средней диффузорности $\dot{w} = \frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_1'}$ фактор диффузорности больше, т.е. замедление потока вдоль задней поверхности сильнее у РК с большой нагрузкой на входе. Эти соображения — в пользу РК с малой нагрузкой на входе. В практике кафедры КВХТ хорошие результаты получены при проектировании ряда колес средней напорности со схематизированной диаграммой скоростей, показанной на рис. 3.55. Цель профилирования — обеспечить движение газа вдоль задней

поверхности с постоянной скоростью во избежание раннего образования «следа». При разгрузке лопатки на выходе с быстрым замедлением $\frac{\bar{w}_2'}{\bar{w}_{32}}$ «след» неизбежно образуется, но его интенсивность заметно меньше, чем у РК с замедлением на основной части лопаток.

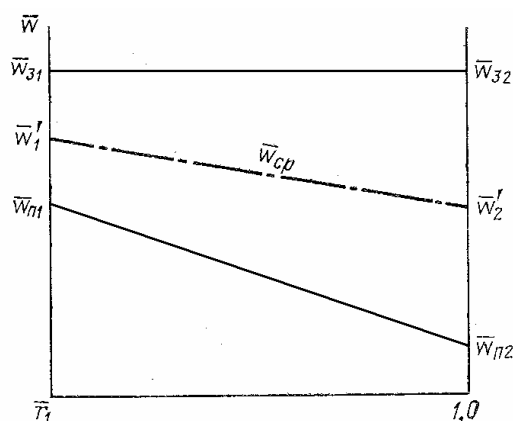


Рис. 3.55. Схематизированная диаграмма скоростей на лопатках РК при условии $\bar{w}_{32} = \bar{w}_{31}$

Следует иметь в виду, что при уменьшении нагрузки на входе уменьшаются проходные сечения межлопаточных каналов $f = b \cdot a = b2\pi r \sin\beta_d / z$ (a — расстояние между лопатками по нормали к средней линии) и средняя скорость потока становится больше. Это уменьшает положительный эффект от снижения нагрузки, а может сделать этот эффект отрицательным.

Для более достоверного качественного анализа вариантов РК с разной формой средней линии лопаток на кафедре КВХТ используется анализ обтекания лопаток РК невязким квазитрехмерным потоком (компьютерная программа ЗДМ.023). Ниже (рис. 3.56) сопоставлены два варианта РК средней напорности. У одного из них лопатки очерчены дугой окружности, у другого нагрузка на входе уменьшена и увеличена на выходе. Оба варианта РК рассчитаны на одинаковые параметры $\Phi_p = 0,070$, $\psi_{Тр} = 0,575$, $M_u = 0,85$ и имеют одинаковую меридиональную форму:

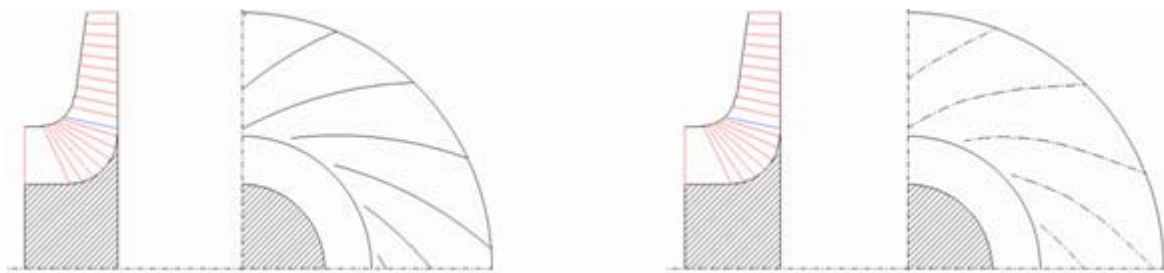


Рис. 3.56, а. Схема проточной части двух вариантов РК

Слева — «дуговые» лопатки, справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

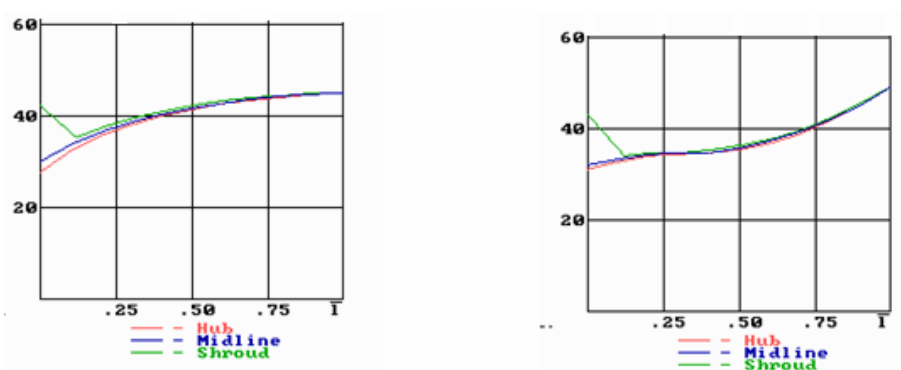


Рис. 3.56, б. Изменение лопаточных углов по радиусу двух вариантов РК: слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе (большой входной угол лопаток на периферии получается при пересечении цилиндрической поверхности лопаток криволинейной конической поверхностью покрывающего диска)

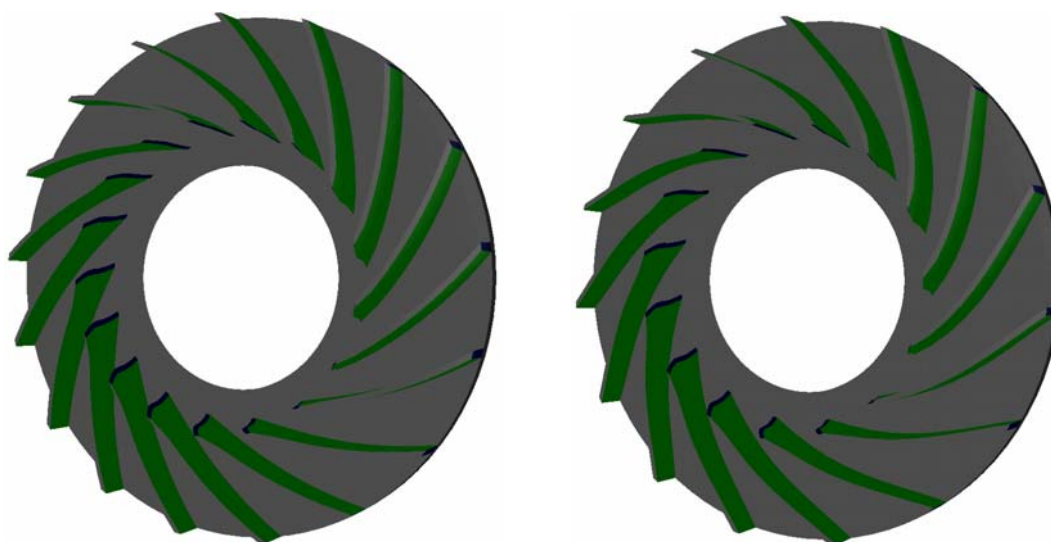


Рис. 3.56, в. Вид лопаточных аппаратов двух вариантов РК:

слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

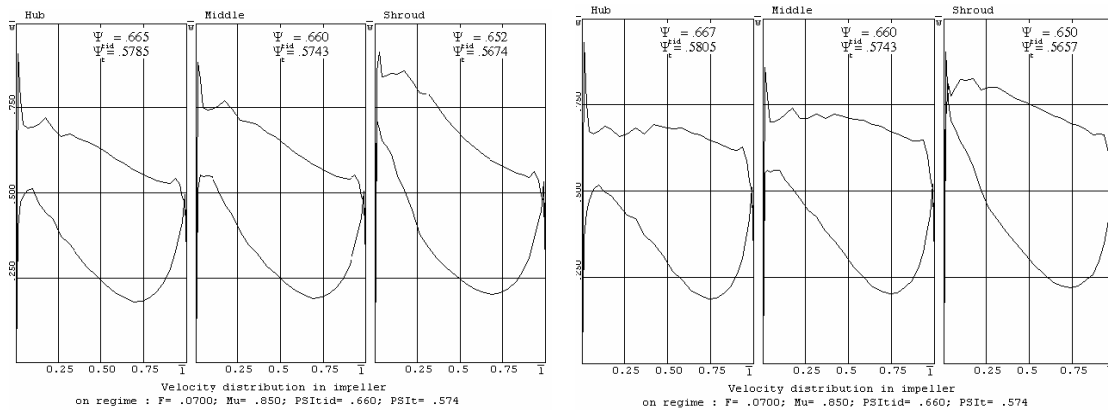


Рис. 3.56, 2. Диаграммы поверхностных скоростей двух вариантов РК (на трех поверхностях тока): слева — «дуговые» лопатки; справа — с уменьшенной нагрузкой на входе

В рассматриваемом случае «дуговые лопатки» ведут к практически постоянной нагрузке на средней и втулочной поверхностях тока. При этом вдоль наиболее опасной задней поверхности замедление потока $\dot{w}_3 = \frac{\bar{w}_{23}}{\bar{w}_{13}} \approx 0,7$, что соответствует фактору диффузорности $F_D = 0,30$. Для лопаточных аппаратов осевых компрессоров это очень небольшое значение, соответствующее безотрывному обтеканию (напомним, что рекомендованное для проектирования лопаток ОК значение $F_D = 0,45$). К сожалению, на задних поверхностях лопаток центробежных РК из-за известного влияния нормальных сил инерции происходит «ламинаризация» пограничного слоя, ведущая к образованию «следа» даже при небольшом замедлении. Кафедрой КВХТ проведены измерения параметров потока во вращающихся РК подобного типа, подтвердившие появление следа.

Смещение нагрузки в выходу привело к тому, что на средней и втулочной поверхностях тока поток движется на задней поверхности лопаток практически без замедления. Измерения параметров потока показали отсутствие следа на лопатках вплоть до самого выхода. След возникает на самом выходе, в области разгрузки лопаток, занимая небольшую часть межлопаточного канала [17]. В результате РК с уменьшенной нагрузкой на входе обеспечило несколько более высокий КПД ступени и более широкую зону работы.

Опыт проектирования показывает, что контроль диаграмм скоростей на лопатках тем более важен, чем больший коэффициент напора должно иметь рабочее колесо, и чем выше числа M_u , при которых оно должно работать. Для компрессоров ГПА с небольшими коэффициентами напора и работающими при $M_u \leq 0,60$ кафедра КВХТ спроектировала ряд высокоэффективных проточных частей, как со специально спроектированными, так и «дугowymi» лопатками.

Анализируя роль распределения нагрузки по длине лопаток нужно отметить следующее:

– при смещении нагрузки к выходу длина лопаток уменьшается, поэтому их число должно быть меньше;

– при большей нагрузке на выходе увеличивается угол отставания, поэтому для получения заданного коэффициента напора нужен больший угол выхода лопаток;

– перестройка потока на входе меньше при меньшей нагрузке, поэтому условие безударного обтекания достигается при большем входном угле.

Применительно к двум сопоставленным вариантам РК эти обстоятельства привели к следующим различиям (Таблица 3.2):

Таблица 3.2

Влияние формы средней линии лопаток на их число и углы на входе и выходе (два варианта РК, представленных выше на рис. 3.56, а, б)

Параметр	Число лопаток z	Входной угол $\beta_{л1}$	Выходной угол $\beta_{л2}$
Вариант с дугowymi лопатками	17	30°	45°
Вариант с уменьшенной нагрузкой на входе	15	32°	49°

Телесная форма лопаток. После выбора формы средней линии лопаткам надо придать телесную форму. По ряду причин для РК рассматриваемого типа применение крыловых профилей не целесообразно.

В своей основной части лопатки РК промышленных компрессоров имеют постоянную толщину в пределах примерно $0,010 \div 0,0170 D_2$. Более толстые лопатки нужны при соединении основного и покрывающего дисков заклепками, проходящими через тело лопаток.

Для улучшения обтекания входные кромки обязательно заостряют. В проектах кафедры КВХТ применяют симметричное заострение с соотношениями, показанными на рис. 3.57, а. Аналогично заостряются и выходные кромки (рис. 3.57, б).

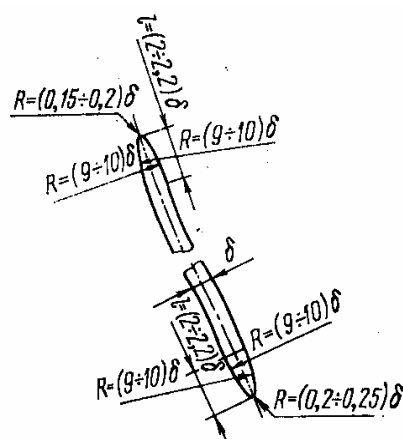


Рис. 3.57, а. Форма входной и выходной кромок рабочих лопаток ЛПИ [14]

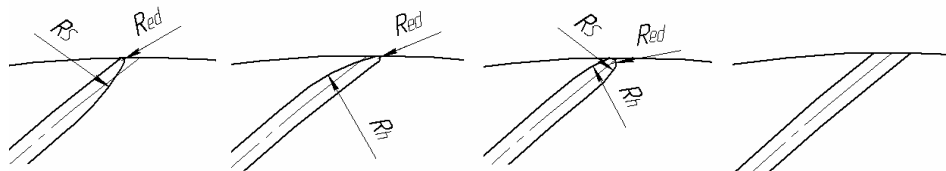


Рис. 3.57, б. Выходные кромки разной формы

При «геометрическом» способе профилирования входные кромки обычно заостряют со стороны задней поверхности. Понятно, что фактический входной угол меньше входного угла $\beta_{л1}$ по средней линии лопаток. Фактически такое заострение приближенно учитывает перестройку потока на входе — уменьшение угла натекания критической струйки тока из-за нагрузки лопаток.

Несимметричное заострение выходных кромок — рис. 3.57, б меняет фактический угол выхода по сравнению с углом $\beta_{л2}$ по средней линии лопаток. При заострении выходных кромок с передней стороны у РК с

умеренными коэффициентами напора $\psi_T = c_{u2}/u_2$, напор снижается на 1,5÷2,0%, но заметна слабая тенденция повышения КПД (по сравнению с симметричными). Примерно на ту же величину повышается напор при заострении кромок с задней стороны.

Если при соединении основного и покрывающего дисков применяется сварка, после снятия напряжений в специальной печи рабочее колесо обтачивают по наружному диаметру. Часто выходную кромку лопаток после этого не обрабатывают — тупая выходная кромка. Испытания модельных ступеней с разной формой выходных кромок демонстрируют тенденцию снижения КПД по сравнению с симметрично заостренными. Различие невелико и соизмеримо с точностью измерения КПД, т.е. $\approx 0,5\%$. При этом коэффициенты $\psi_T = c_{u2}/u_2$ при тупых и симметричных кромках практически одинаковы.

3.3.3. Роль условного коэффициента расхода на расчетном режиме Φ_p

Выбор условного коэффициента расхода Φ_p . Если скорость вращения ротора не задана, проектировщику следует выбрать значение Φ_p , обеспечивающее наивысший КПД, или удовлетворяющее другим требованиям. При рассмотрении будем полагать, что окружная скорость u_2 уже выбрана, исходя из внутренней мощности двигателя, которую нужно передавать газу.

Диаметр рабочего колеса. Из определения условного коэффициента расхода вытекает его связь с производительностью (расходом)* ступени:

$$\bar{m}_p = \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \Phi_p.$$

При заданных условиях проектирования выбор большего коэффициента расхода означает меньший диаметр РК (и всех радиальных размеров ступени, которые пропорциональны D_2):

$$D_2 = \sqrt{4\bar{m}_p / \pi \rho_0^* u_2 \Phi_p}. \quad (3.79)$$

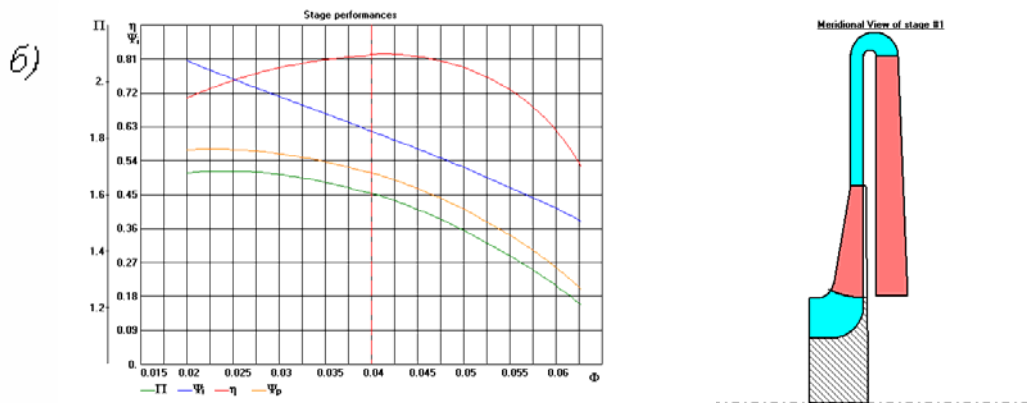
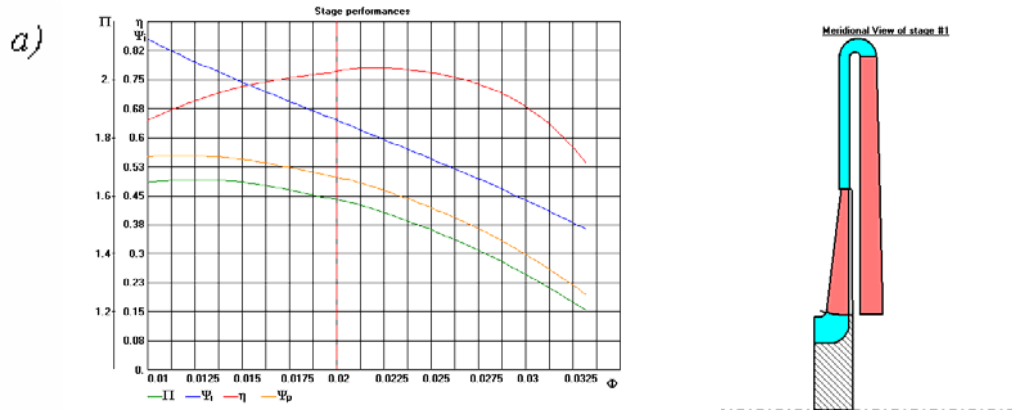
* величину \bar{m} (кг/с) принято называть производительностью, когда речь идет о потребительских свойствах компрессора. Ее же принято именовать расходом при расчете проточной части ТК.

Чем больше выбранный коэффициент расхода, тем меньше будет диаметр РК, поэтому, если нужен компактный компрессор, необходимо применить высокорасходное РК.

Скорость вращения ротора. При выбранной окружной скорости u_2 скорость вращения ротора растет с уменьшением диаметра РК, т.е. увеличивается при выборе больших значений Φ_p :

$$n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = \frac{60u_2}{\pi \sqrt{\frac{4\bar{m}_p}{\pi \rho_0^* u_2 \Phi_p}}} = \frac{60u_2^{3/2}}{\sqrt{4\pi\bar{m}_p} \rho_0^*} \Phi_p^{0,5}, \text{ (об/мин)}. \quad (3.80)$$

Максимально достижимый КПД в зависимости от Φ_p . В качестве примера в Таблице 3.3 сопоставлены проточные части ступеней с разными Φ_p , оптимально спроектированные и рассчитанные Методом универсального моделирования (рис. 3.58, а–д).



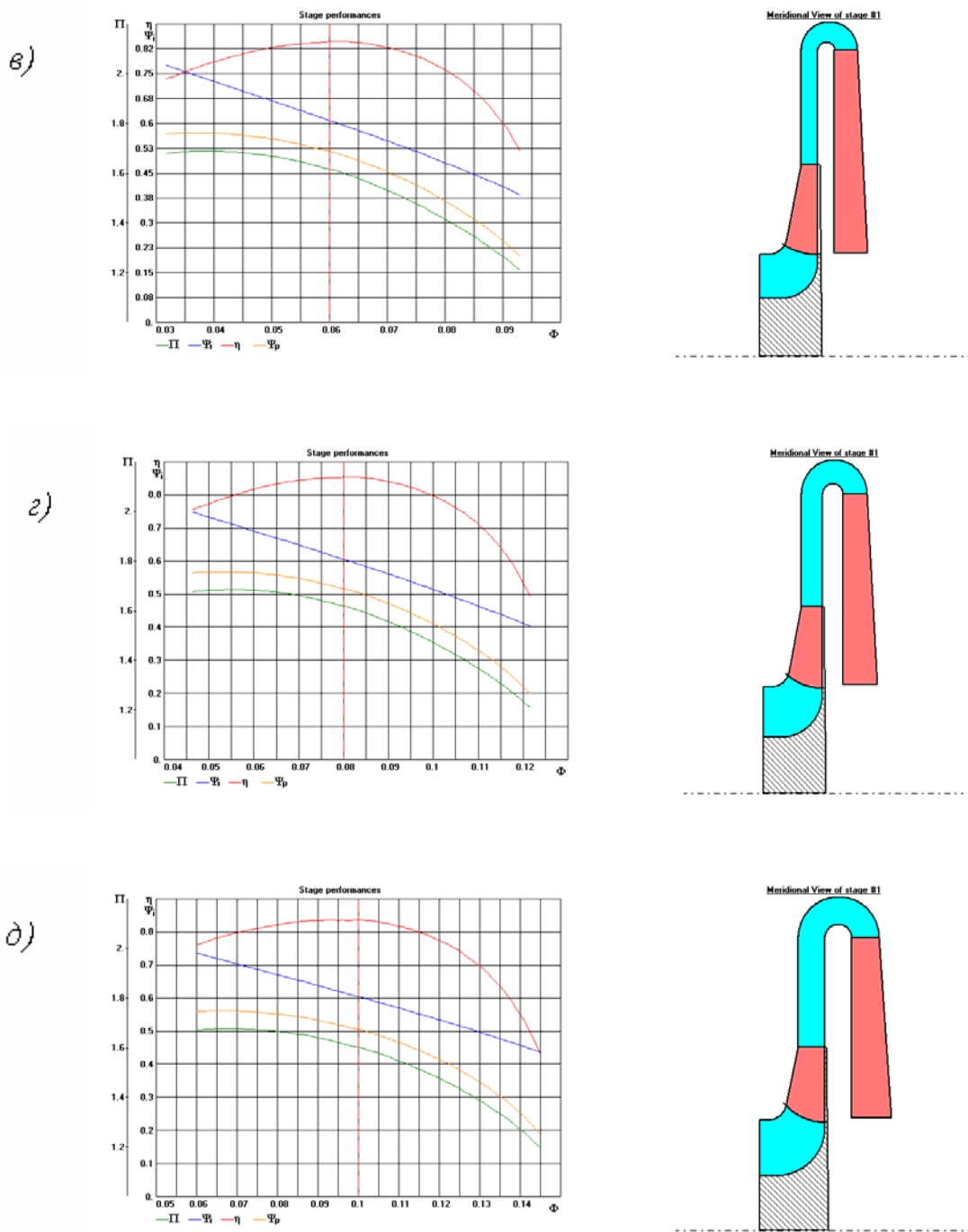


Рис. 3.58. Расчетные характеристики (слева) и схемы проточных частей (справа) промежуточных ступеней с БЛД при $\psi_T = c_{u2}/u_2 = 0,60$, $M_u = 0,85$, $Re_u = 6E6$, $D_4/D_2 = 1,60$, $D_{BT}/D_2 = 0,30$: а — $\Phi_p = 0,020$; б — $\Phi_p = 0,040$; в — $\Phi_p = 0,060$; г — $\Phi_p = 0,100$

Таблица 3.3

Некоторые типичные параметры сопоставленных ступеней

Параметр \ Φ_p	0,020	0,040	0,060	0,080	0,100
Макс. КПД, η_{\max}	0,775	0,822	0,848	0,856	0,845
Потеря КПД в РК $\Delta\eta_{\text{РК}}$	0,0510	0,0435	0,0432	0,0482	0,0643
Потеря КПД в БЛД $\Delta\eta_{\text{БЛД}}$	0,0752	0,0564	0,0436	0,0394	0,0398
Щелевые потери $\beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}$	0,0621	0,0342	0,0234	0,0178	0,0144
Относительная высота лопаток b_2 / D_2	0,0191	0,0294	0,0437	0,0582	0,0730
Безразмерная скорость на входе в РК w'_1 / u_2	0,515	0,598	0,657	0,706	0,749
Замедление потока в РК w'_2 / w'_1	0,900	0,834	0,758	0,705	0,665
Коэффициент потерь РК $\zeta_{\text{РК}}$	0,237	0,155	0,129	0,100	0,148
Коэффициент потерь БЛД $\zeta_{\text{БЛД}}$	0,231	0,154	0,119	0,108	0,109

Приведенные в таблице данные указывают на следующие закономерности, ведущие к появлению оптимальной величины Φ_p :

- щелевые потери ($\beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}$) растут с уменьшением Φ_p ;
 - поперечные сечения (пропорциональны относительной высоте лопаток b_2 / D_2) уменьшаются с уменьшением Φ_p . Это ведет к росту потерь трения на стенках каналов. Узкие РК, соответствующие малым коэффициентам расхода, имеют повышенные коэффициенты потерь. При больших коэффициентах расхода Φ_p возрастает относительный диаметр на входе, при этом возрастает кинетическая энергия потока на входе в РК;
 - безразмерная скорость на входе в РК w'_1 / u_2 растет с ростом Φ_p .
- Потери КПД в РК пропорциональны $(w'_1 / u_2)^2$. Появляется тенденция снижения КПД при особо больших Φ_p ;

– замедление потока в РК w'_2/w'_1 тем сильнее, чем больше w'_1/u_2 , то есть, чем больше Φ_p . Более сильное замедление ведет к росту коэффициента потерь РК;

– в более широких каналах проявляется негативная роль неравномерности потока по их ширине. На это указывает быстрый рост $\zeta_{РК}$ в РК с $\Phi_p = 0,100$ и тенденция роста $\zeta_{блд}$ у этой же ступени.

Конкретное значение $\Phi_{p\,opt}$ зависит от ряда факторов. Для ступеней с «традиционными» РК — радиально расположенные лопатки цилиндрической формы — диапазон условного коэффициента расхода, при котором можно рассчитывать на максимальный КПД, равен примерно $0,050 \div 0,080$. Оптимальное проектирование ступеней Методом универсального моделирования позволяет решить этот вопрос для любой комбинации газодинамических параметров и конструктивных ограничений ступени.

Значение Φ_p при заданной скорости вращения. В этом случае задано безразмерное число оборотов равно (раздел «Ступень турбокомпрессора»):

$$K_n = 2\sqrt{\pi n} \frac{(\bar{V}_0^*)^{0,5}}{h_T^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\Psi_T^{0,75}}. \text{ Из него значение расчетного коэффициента}$$

расхода определится в зависимости от выбранного проектировщиком коэффициента теоретического напора:

$$\Phi_p = \sqrt{K_{np} \Psi_{Tp}^{0,75}}. \quad (3.81)$$

Приведенные выше соображения помогут оценить ожидаемый КПД ступени при полученном значении Φ_p . Малорасходные РК не могут иметь высокого КПД из-за малой высоты лопаток и повышенного трения на ограничивающих поверхностях, плюс повышенные щелевые потери. Излишне высокорасходные РК могут не обеспечить высокий КПД из-за высокой кинетической энергии на входе и плохого обтекания непространственных лопаток пространственным потоком. Чем выше коэффициент расхода Φ_p , тем ближе центробежная ступень приближается к осевой. Итак:

– если Φ_p больше $0,075 \div 0,080$, целесообразно применение

осерадиальных РК с пространственными лопатками, рассматриваемыми ниже. Эти РК продлевают область $\Phi_{p\text{ opt}}$ до $0,10 \div 0,12$;

– если Φ_p меньше $0,050 \div 0,055$, особенно при $\Phi_p < 0,040$ получение наивысшего КПД невозможно. Рациональный выбор размеров и формы проточной части ослабляет тенденцию снижения КПД, но не может ее изменить.

3.3.4. Неподвижные элементы проточной части центробежного компрессора

Безлопаточный диффузор (одномерный анализ).

У осевого компрессора в зависимости от кинематической схемы неподвижные элементы могут быть либо диффузорами, либо просто поворачивать поток на вход в следующую ступень. В центробежном компрессоре степень реактивности равная единице возможна только при

нулевом теоретическом напоре $\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} = 1 - 0,5\psi_T$ (раздел «Ступень

турбокомпрессора»). В любом случае часть подведенной механической работы идет на повышение кинетической энергии в РК. Из-за закрутки потока, связанной с подводом механической работы, в центробежных РК всегда $c_2 > c_1$, поэтому замедление потока после РК в любом случае необходимо.

В ступенях традиционного типа применяют безлопаточные (БЛД) и лопаточные (ЛД) диффузоры.

Простейший вариант БЛД — две радиальные поверхности корпуса, продолжающие проточную часть после РК, с расстоянием между ними равном b_2 — высоте лопаток РК на выходе. Для того чтобы получить основные количественные зависимости, рассмотрим течение как одномерное, т.е. будем считать, что параметры потока меняются только в радиальном направлении.

Для того, чтобы определить характер изменения скорости в БЛД, рассмотрим по отдельности изменение радиальной и окружной составляющих.

Изменение радиальной составляющей определяет уравнение

неразрывности:

$$\bar{m} = \rho_2 c_{r2} \pi D_2 b_2 = \rho \pi D b c_r .$$

Отсюда:

$$c_r = c_{r2} \frac{b_2 D_2 \rho_2}{b D \rho} . \quad (3.82)$$

Если пренебречь изменением плотности и рассматривать простейший диффузор с параллельными стенками, то тогда расходная составляющая скорости по длине диффузора уменьшается обратно пропорционально радиусу асимптотически приближаясь к нулю при $r \rightarrow \infty$ (рис. 3.59).

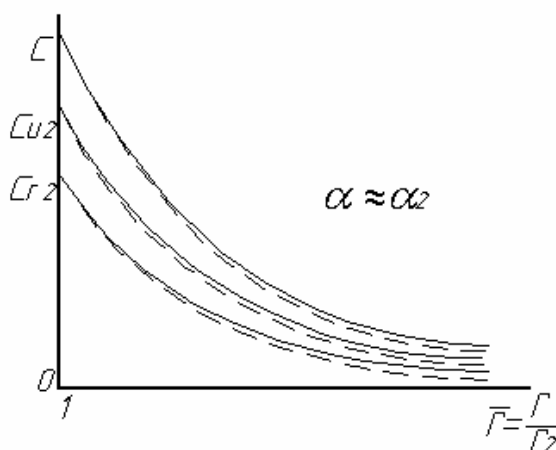


Рис. 3.59. Изменение скорости потока и ее составляющих в БЛД постоянной ширины: сплошные линии — невязкий несжимаемый поток; пунктирные линии — вязкий сжимаемый поток

Изменение окружной составляющей скорости определяет теорема об изменении момента количества движения («изменение момента количества движения равно моменту внешних сил»):

$$d(c_u r \bar{m}) = dM_z .$$

Только трение на стенках в БЛД создает момент внешних сил. Очевидно, что трение о стенки уменьшает момент количества движения. Если поток невязкий, тогда приходим к соотношению

$$c_u r = \text{const} , \quad (3.83, a)$$

откуда

$$c_u = \frac{c_{u2}}{r}. \quad (3.83, б)$$

При принятых условиях (невязкий несжимаемый поток, БЛД с постоянной по радиусу шириной $b = b_2$) — и радиальная и окружная составляющие скорости уменьшаются обратно пропорционально радиусу. Траекторией движения является логарифмическая спираль, у которой угол потока постоянен по радиусу:

$$\alpha = f(r) = \operatorname{arctg} \frac{c_r}{c_u} = \operatorname{arctg} \frac{c_{r2}}{c_{u2}} = \operatorname{const}. \quad (3.84)$$

Абсолютная скорость также уменьшается обратно пропорционально радиусу:

$$c = f(r) = \sqrt{c_r^2 + c_u^2} = \sqrt{\left(c_{r2} \frac{r_2}{r}\right)^2 + \left(c_{u2} \frac{r_2}{r}\right)^2} = c_2 \frac{r_2}{r}. \quad (3.85)$$

На рис. 3.59 изменение c , c_r , c_u по радиусу при движении невязкого несжимаемого потока в БЛД с $b = b_2$ показано сплошными линиями.

В реальном диффузоре изменяется плотность, и присутствуют силы трения. Рост плотности приводит к тому, что расходная составляющая скорости уменьшается быстрее, чем в несжимаемом потоке.

Окружная составляющая скорости c_{u2} так же уменьшается быстрее из-за торможения газа о стенки. Следовательно, быстрее уменьшается абсолютная скорость. На рисунке 3.59 штриховыми линиями показано изменение скорости и ее составляющих в реальном диффузоре. Скорость уменьшается немного быстрее, чем в случае невязкого несжимаемого потока. Однако дополнительный прирост статического давления получается только в результате более быстрого замедления радиальной составляющей. Замедление окружной составляющей из-за трения о стенки — процесс потери механической энергии газа.

Принято считать, что в БЛД типичных ступеней ПЦК дополнительное снижение обеих составляющих скорости по сравнению с невязким несжимаемым течением приводит к условию $\alpha = f(r) \approx \operatorname{const}$. Расчеты Методом универсального моделирования подтверждают справедливость такого мнения применительно к ступеням средних

параметров — данные в Таблице 3.4 (диаметр D_4 — конец безлопаточного диффузора).

Таблица 3.4

Изменение угла потока с БЛД с $b/D_2 = b_2/D_2 = 0,050$, $D_4/D_2 = 1,60$ в зависимости от M_u . Начальный угол потока $\alpha_2 = 25^\circ$, РК ПЦК с $\Phi_p \approx 0,065$, $\psi_{Tp} \approx 0,60$, расчет Методом универсального моделирования

M_u	0,40	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10
$\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_2$	$1,6^\circ$	$1,1^\circ$	$0,8^\circ$	$0,6^\circ$	$0,2^\circ$	0°	$-0,3^\circ$

При малых M_u торможение окружной составляющей приводит к небольшому росту угла потока в БЛД. При $M_u = 0,7 \div 1,0$, характерных для промышленных центробежных компрессоров, угол потока в рассмотренном БЛД практически постоянный. При более высоких числах Маха, характерных для транспортных центробежных компрессоров, сильное влияние сжимаемости ведет к значительному снижению угла потока в БЛД.

Факторы, определяющие эффективность БЛД (одномерный анализ).

В качестве упрощающих допущений примем постоянство угла потока по длине БЛД и уменьшение скорости по радиусу по закону $c = c_2 \frac{r_2}{r}$. Как было показано выше, так себя ведет несжимаемый невязкий поток в БЛД постоянной ширины. С учетом вязкости и сжимаемости скорость уменьшается быстрее, т.е. $c < c_2 \frac{r_2}{r}$. Тем не менее, упрощающее допущение не мешает получить соотношения, адекватно отражающие основные особенности течения в БЛД.

Коэффициент потерь БЛД. Потери напора в БЛД на элементарном участке dr рассмотрим с двух позиций:

– потерянная мощность равна произведению потерянного напора dh_w на массовый расход \bar{m} : $dN_{fr} = \rho 2\pi r b c_r dh_w$;

– потерянная мощность так же равна произведению силы

сопротивления на скорость потока $dN_{fr} = cdF_{fr}$. Сила сопротивления равна произведению касательного напряжения на смоченную поверхность двух стенок БЛД на рассматриваемом элементарном участке dr : $dN_{fr} = dF_{fr}c = \tau 2\pi r dr 2c$.

Из равенства потерянной мощности, определенной двумя способами:

$$dh_w = \frac{2\tau}{\rho} \frac{dl}{b \sin \alpha}. \quad (3.86a)$$

Здесь $dl = \frac{dr}{\sin \alpha}$ ($\sin \alpha = c_r / c$) — длина траектории потока.

Чтобы исключить из рассмотрения касательное напряжение $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial b}$, расчет которого непросто, выразим его с помощью безразмерного коэффициента трения λ' , подобно тому, как это делается при расчете потерь трения в прямой трубе: $\tau = \lambda' \rho \frac{c^2}{2}$. Тогда:

$$dh_w = 2\lambda' \frac{c^2}{2} \frac{dl}{b \sin \alpha} = \lambda \frac{c^2}{2} \frac{dl}{2b}. \quad (3.86b)$$

Здесь $2b = \frac{4f}{U}$ — гидравлический диаметр БЛД (учетверенная площадь проходного сечения $f = 2\pi r b$, отнесенная к смоченному периметру $U = 2 \cdot 2\pi r$), $\lambda = 4\lambda'$ — коэффициент трения, аналогичный используемому для расчета потерь в трубе.

Отличие от формулы для расчета потерь в трубе при развитом течении несжимаемого газа в том, что в трубе скорость потока и касательное напряжение по длине трубы постоянны. Соответственно и значение коэффициента трения $\lambda = f(\text{Re}, \bar{k}_{in})$ постоянно по длине трубы и формула для расчета потерь представляется в виде алгебраического уравнения.

В БЛД течение диффузорное и неразвитое. То есть, по мере движения газа происходит развитие пограничного слоя, который к тому же имеет трехмерный характер. В данном случае $\lambda = 4 \frac{\tau}{\rho c^2}$ меняется по длине

БЛД, так как меняется не только скорость, но и касательное напряжение $\tau = \mu \cdot \frac{\partial c}{\partial b}$. Для того, чтобы проинтегрировать выражение (3.86, б) нужно рассматривать коэффициент трения λ как некую среднюю величину в пределах всего БЛД:

$$h_w = \int_{r_2}^{r_4} dh_w = \int_{r_2}^{r_4} \lambda \frac{c^2}{2} \frac{dr}{2b_2 \sin \alpha} = \frac{\lambda}{2b_2 \sin \alpha} r_2^2 \frac{c_2^2}{2} \int_{r_2}^{r_4} \frac{dr}{r^2} = \frac{\lambda}{2b_2 \sin \alpha} r_2^2 \frac{c_2^2}{2} \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_4} \right)$$

При интегрировании учтены условия:

$b = f(r) = \text{const}$, $\alpha = f(r) = \text{const}$, $c = c_2 \frac{r_2}{r}$. Приведение к безразмерному виду дает окончательную формулу для оценки коэффициента потерь БЛД:

$$\zeta_{\text{БЛД}} = \frac{h_w}{c_2^2/2} = \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}_4} \right). \quad (3.87)$$

Несмотря на упрощающие допущения, формула (3.87) правильно отражает влияние главных факторов на потери в БЛД. Некая средняя величина коэффициента трения λ при оценке эффективности реальных диффузоров должна учитывать ряд рассмотренных ниже факторов, отличающих реальное течение от одномерной схемы. При значениях $\lambda \approx 0,015 \div 0,020$ — рассчитанный коэффициент потерь примерно соответствует результатам экспериментов. На рис. 3.60 построены зависимости $\zeta_{\text{БЛД}} = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}\right)$ для БЛД с относительной длиной $\bar{r}_4 = 1,65$ при $\lambda = 0,015$.

Как следует из структуры формулы (3.87) и иллюстрируется графиками на рис. 3.60, потери в БЛД:

- быстро увеличиваются при уменьшении относительной ширины — безразмерного гидравлического диаметра;
- быстро увеличиваются при уменьшении угла потока. В данном случае это связано с ростом длины пути потока в БЛД;
- коэффициент потерь не растет безгранично при увеличении длины

БЛД, но стремится к $\zeta_{\text{БЛД}} \rightarrow \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$ при $\bar{r}_4 \rightarrow \infty$ (рис. 3.61). Конечная

величина коэффициента потерь объясняется тем, что при увеличении его длины скорость потока так же стремится к нулю. Это характерно для любых видов диффузоров.

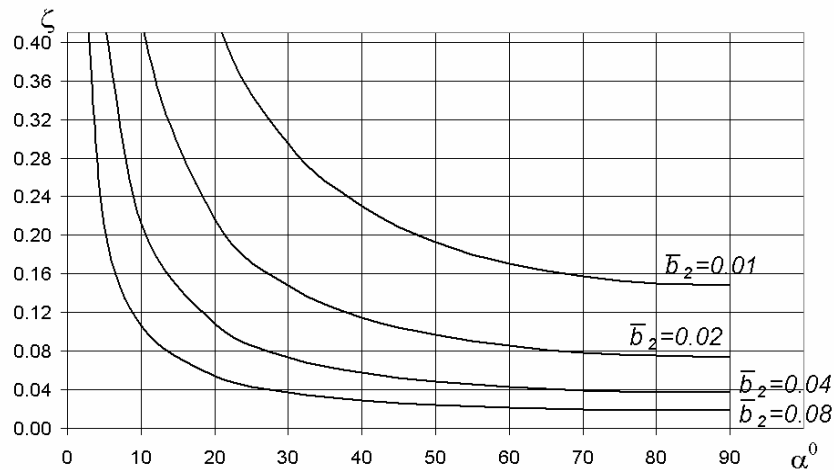


Рис. 3.60. Зависимость коэффициента потерь БЛД от угла потока и относительной ширины по формуле (3.87). $\bar{r}_4 = 1,65$, $\lambda = 0,015$.

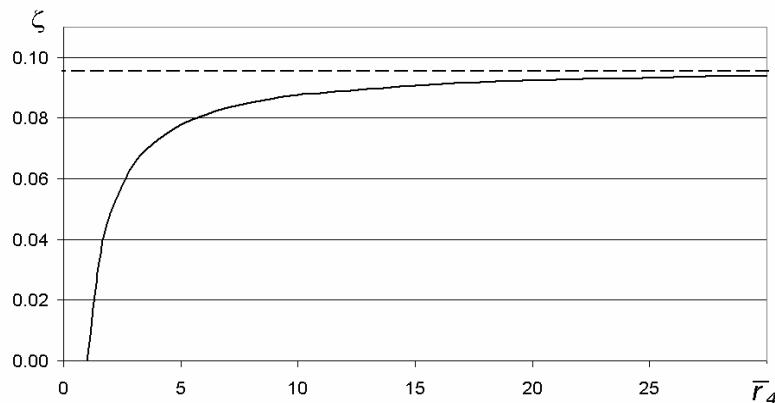


Рис. 3.61. Зависимость коэффициента потерь БЛД от его длины.
 $\lambda = 0,015$, $\bar{b}_2 = 0,06$, $\alpha = 40^\circ$

Коэффициент полезного действия БЛД. Общая формула для КПД диффузора вытекает из уравнения Бернулли. Так как подвод механической работы осуществляется только в рабочем колесе, то для БЛД, как и любого

неподвижного элемента проточной части справедливо: $h_p + h_d + h_w = 0$.

При отсутствии потерь политропный напор равен $h_p = -h_d = \frac{c_2^2 - c_4^2}{2}$. То

есть, в качестве затраченной работы выступает разность кинетических энергий потока в начале и конце диффузора. КПД любого диффузора есть отношение удельной работы сжатия и перемещения — политропного напора — к динамическому напору со знаком минус. И так как $h_p = -h_d - h_w$, то:

$$\eta_d = \frac{h_p}{-h_d} = 1 - \frac{h_w}{-h_d} = 1 - \frac{\zeta \frac{c_2^2}{2}}{\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_4^2}{2}} = 1 - \frac{\zeta}{1 - \left(\frac{c_4}{c_2}\right)^2}. \quad (3.88)$$

Имея в виду полученное выше значение коэффициента потерь и упрощающее допущение $\frac{c_4}{c_2} = \frac{1}{\bar{r}_4}$ получим формулу для расчета КПД в упрощенной одномерной постановке:

$$\eta_d = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha \left(1 + \frac{1}{\bar{r}_4}\right)}. \quad (3.89)$$

Очевидно, что на КПД безлопаточного диффузора наиболее сильно влияет его относительная ширина и угол потока. Для примера на рис. 3.62 построены зависимости $\eta_{\text{БЛД}} = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}\right)$ для БЛД с относительной длиной $\bar{r}_4 = 1,65$ при $\lambda = 0,015$.

Интересно, что максимум КПД достигается при угле потока 90° , т.е. при радиальном течении. Это понятно, так как при этом минимальный коэффициент потерь, а замедление потока в БЛД, определяющее приращение давления, не зависит от его угла потока, а только от отношения радиусов r_4/r_2 . Безлопаточные диффузоры с радиальным течением не представляют интереса для центробежных ступеней, так как на выходе из РК обязательно должна быть окружная составляющая скорости. Их иногда применяют в осевых компрессорах в качестве

выходного диффузора.

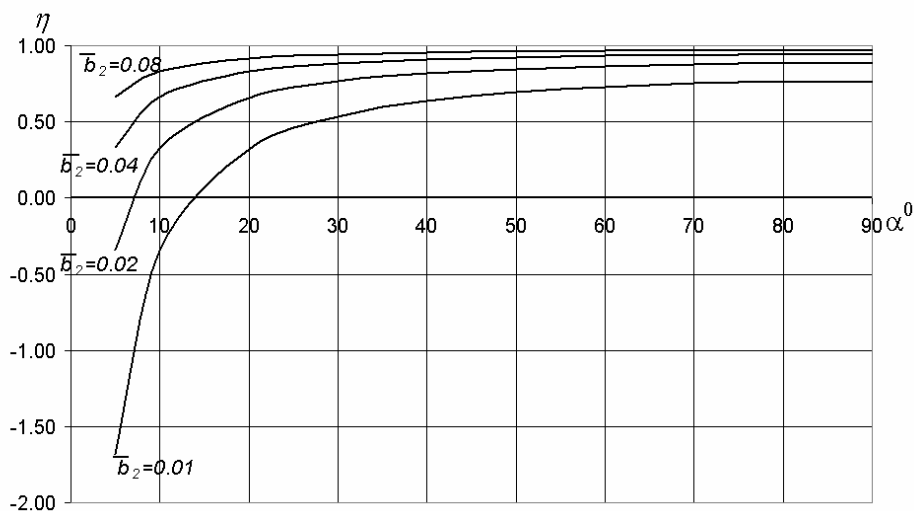


Рис. 3.62. Зависимость КПД БЛД от угла потока и относительной ширины по формуле (3.89). $\bar{r}_4 = 1,65$, $\lambda = 0,015$

Из структуры формулы (3.89) следует, что максимальный местный КПД имеет место на входе в БЛД при $r_4 = r_2$ и равен $\eta_{d \max} = 1 - \frac{\lambda}{8 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$.

При $\bar{r}_4 \rightarrow \infty$ КПД снижается до $\eta_{d \min} = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$. В конце длинных БЛД

скорости маленькие, приращение давления небольшое, а общий КПД снижается. Безлопаточные диффузоры почти никогда не делают с $\bar{r}_4 > 2,0$, а обычно они еще короче.

Коэффициент восстановления БЛД. Этот коэффициент показывает, какая доля кинетической энергии потока на входе преобразована в политропный напор:

$$\xi = \frac{h_p}{0,5c_2^2} = \frac{0,5(c_2^2 - c_4^2) - \zeta 0,5c_2^2}{0,5c_2^2} = 1 - \left(\frac{c_4}{c_2}\right)^2 - \zeta. \quad (3.90)$$

Используя формулу для коэффициента потерь и считая возможным

принять $\frac{c_4}{c_2} = \frac{1}{\bar{r}_4}$:

$$\xi_{\text{БЛД}} = 1 - \frac{1}{\bar{r}_4^2} - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha} \left(1 - \frac{1}{\bar{r}_4} \right). \quad (3.91)$$

Очевидно, что в бесконечно длинном БЛД ($\bar{r}_4 \rightarrow \infty$) коэффициент восстановления равен $\xi_{\text{БЛД}} = 1 - \frac{\lambda}{4 \frac{b_2}{D_2} \sin \alpha}$, т.е. единица минус значение

коэффициента потерь.

Основные закономерности пространственного течения в БЛД.

Выше рассмотрено одномерное течение газа в БЛД. В действительности движение носит трехмерный характер, что связано с влиянием вязкости (трение о стенки), с неравномерностью и нестационарностью потока на выходе из РК — входе в БЛД.

Радиальное направление градиента давления в БЛД. В прямоосном канальном диффузоре направление скорости совпадает с направлением градиента давления. Условие равновесия между силами инерции и давления в невязком ядре прямоосного диффузора:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dl} = - \frac{d(0,5c^2)}{dl}.$$

Просто из соображений осевой симметрии ясно, что в БЛД градиент давления не может быть направлен иначе, чем по радиусу. То есть, в БЛД градиент давления направлен под углом $90^\circ - \alpha$ к вектору скорости. Трехмерный характер пограничного слоя на стенках БЛД связан со следующим:

- окружная составляющая скорости в пограничном слое тормозится трением о стенки,
- радиальная составляющая скорости тормозится трением о стенки и разностью давлений.

Радиальное направление градиента давления вытекает так же из условия радиального равновесия. Условие равновесия для радиальной составляющей скорости аналогично условию равновесия в прямоосном

диффузоре:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_{cr}}{dr} = -\frac{d(0,5c_r^2)}{dr} = -c_r \frac{dc_r}{dr}.$$

Условие равновесия для окружной составляющей скорости — центробежная сила уравнивается разностью давлений на внешней и внутренней гранях элементарной частицы газа:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp_{cu}}{dr} = \frac{c_u^2}{r}.$$

Таким образом, градиент давления от обеих составляющих скорости направлен в одну сторону — по радиусу:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{dp_{cu}}{dr} + \frac{dp_{cr}}{dr} \right) = -c_r \frac{dc_r}{dr} + \frac{c_u^2}{r}. \quad (3.92a)$$

Если принять ранее использовавшееся условие, что скорость в БЛД меняется обратно пропорционально радиусу (строго выполняется только при $b(r) = \text{const}$, $\rho = \text{const}$, вязкость отсутствует), то предыдущее уравнение преобразуется к виду:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{c^2}{r}. \quad (3.92b)$$

Отсюда следует важное заключение о том, что величина градиента давления зависит только от скорости, но не зависит от направления потока.

Характер отрыва. Влияние угла потока. Движение навстречу повышающемуся давлению при определенных условиях может сопровождаться отрывом потока от поверхностей и возникновением зон обратного течения. В БЛД градиент давления направлен по радиусу, и отрыв потока может возникнуть только по отношению к радиальной составляющей скорости. На рис. 3.63 показана схема течения в БЛД при возникновении отрыва. Причина, по которой отрыв образуется на одной из стенок, поясняется ниже.

В зоне отрыва поток сохраняет окружную составляющую скорости. Образуется как бы вихревой жгут, в котором поток вращается вокруг оси ротора, перемещаясь от внешнего радиуса вихревой зоны к точке отрыва и обратно. Это упрощенная квазистационарная картина. Как известно, в

диффузорах возникающая при отрыве вихревая зона сносится вниз по потоку, поток вновь отрывается и т.д.

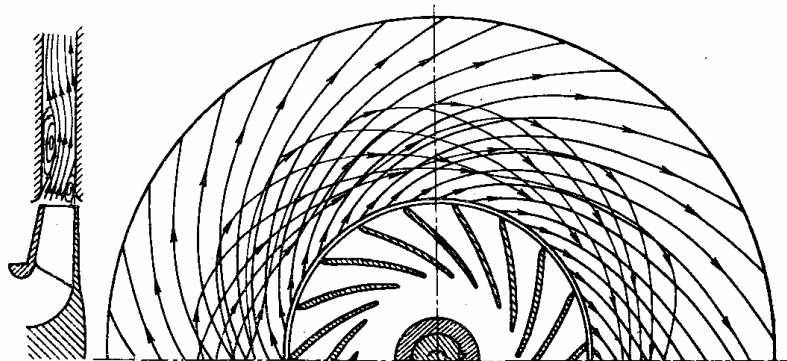


Рис. 3.63. Схема течения в БЛД при возникновении отрыва потока на одной из стенок [14]

Отрыв потока приводит к потерям напора, дополнительно к потерям трения о стенки, рассмотренным выше. Как известно, условием отрыва в диффузоре является нулевое касательное напряжение на стенке $\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial n}$.

При движении вглубь диффузора обладающие маленькой кинетической энергией частицы пограничного слоя вблизи стенок тормозятся быстрее. Градиент скорости по нормали уменьшается и если достигается условие $\frac{\partial c}{\partial n} = 0$ происходит отрыв потока.

В БЛД касательные напряжения в направлении градиента давления тем больше, чем больше радиальная составляющая скорости $c_r = c \sin \alpha$. То есть, касательные напряжения увеличиваются при увеличении угла потока в БЛД, а вызывающий отрыв потока градиент давления от угла α не зависит — формула (3.92, б). В предельном случае при расходе газа через БЛД равном нулю в меридиональной плоскости устанавливается циркуляционное течение, показанное на рис. 3.64.

Для строгости отметим, что условию нулевого расхода соответствует условие $\alpha = 0$, справедливое только в среднем по ширине БЛД. У стенок поток движется с отрицательным углом, в середине канала — с положительным. Схематически траектории потока в условно срывной зоне и в условном ядре показаны на рис. 3.64. Понятно, речь не идет о невязком

ядре потока, которое не может существовать в рассматриваемом случае.

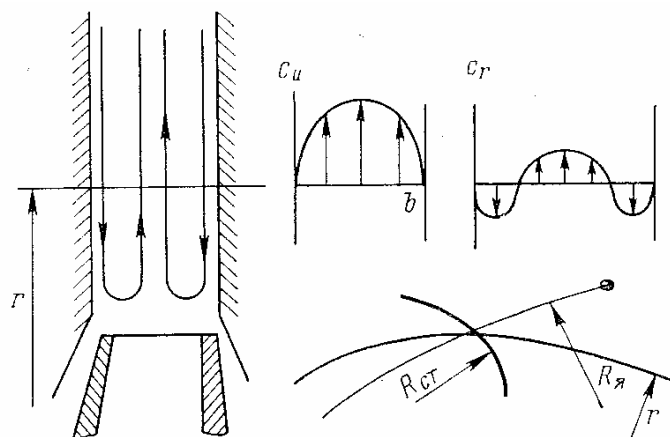


Рис. 3.64. Циркуляционное течение в БЛД при нулевом расходе [14]

Если поток на входе в БЛД равномерный, вихревые зоны возникают только при малых углах потока. С ростом угла потока вихревые потери уменьшаются, равно как и рассмотренные выше потери трения. В середине прошлого столетия В. Янсен (США) исследовал течение в БЛД, создаваемое вентилятором. Закрутку потока создавали специальные вращающиеся экраны. В качестве примера приведем такие данные: измеренный КПД в одном из БЛД при угле потока $25,5^\circ$ оказался равным $0,855$, а при 43° увеличился до $0,92$. При угле потока менее 15° течение становилось неустойчивым. В окружном направлении поток делился на несколько вращающихся вокруг оси Z струй и вихревых зон. Таким образом, при неблагоприятных условиях течения поток в БЛД является не только пространственным, но и нестационарным.

Взаимное влияние рабочего колеса и безлопаточного диффузора. Как показали упомянутые выше опыты В. Янсена, неравномерность потока на входе в БЛД вдоль оси Z провоцирует ранний отрыв и соответствующий рост потерь. К сожалению, рабочие колеса не в состоянии обеспечить равномерный поток на выходе — входе в БЛД. На рис. 3.65 показаны результаты измерений кафедры компрессоростроения ЛПИ (кафедра КВХТ) — данные конца 1960-х гг. Эти данные показывают, что окружная составляющая скорости на входе в БЛД $c_{u2} = f(b_2)$ на расчетном режиме меняется сравнительно мало. В то же время расходная составляющая

скорости у покрывающего диска на треть больше, чем в основной части канала. У основного диска расходная скорость равна только трети от расходной скорости у основного диска. Такая неравномерность провоцирует отрыв потока в БЛД, причем на той стенке, где на входе скорость была больше. Такая картина показана выше на рис. 3.64.

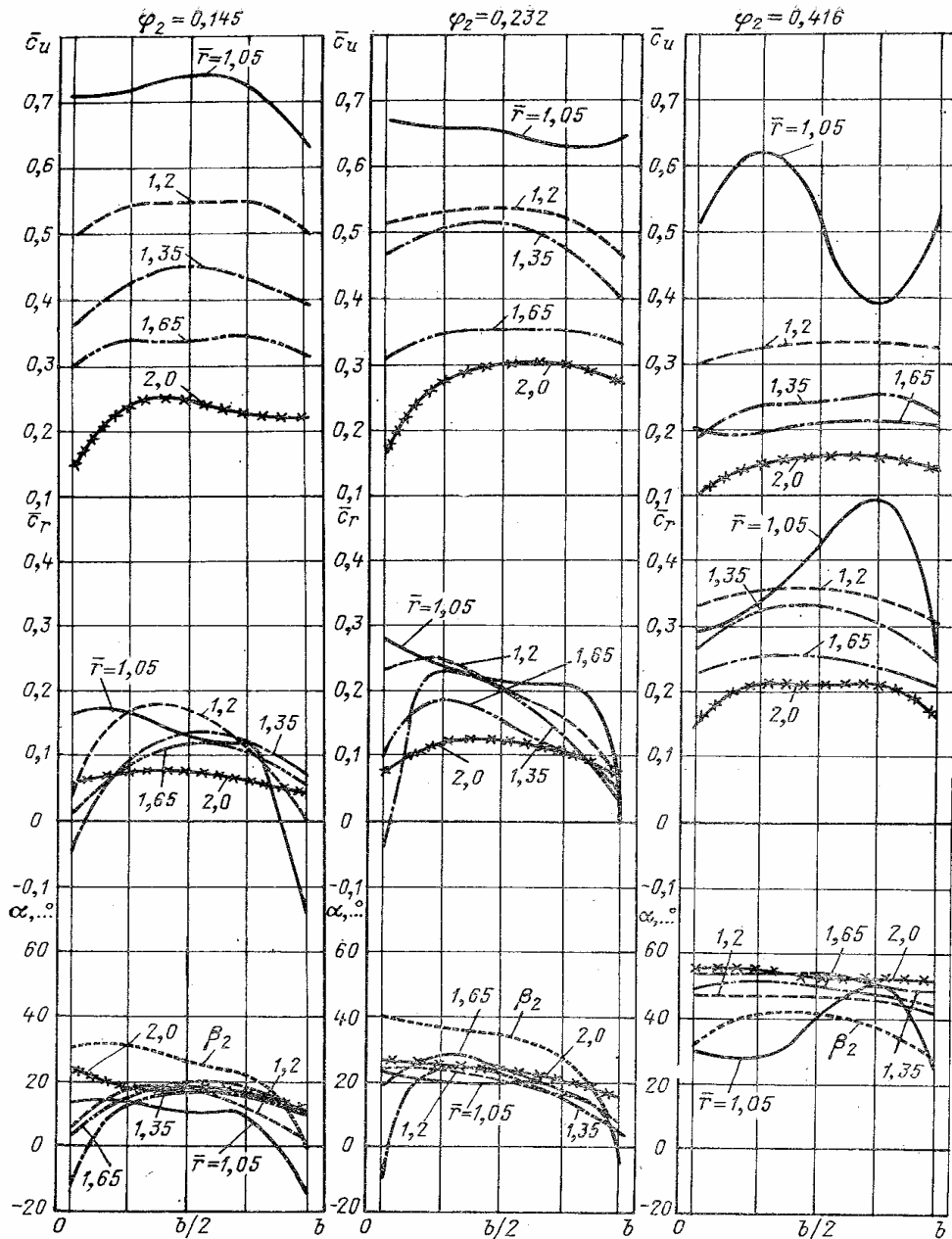


Рис. 3.65. Эпюры скоростей и углов потока в БЛД при $\varphi_2 > < \varphi_{2p}$ на радиусе $\bar{r} = 1,05 \div 2,0$ при $b = b_2 = \text{const}$, $b_2/D_2 = 0,049$, $M_u = 0,81$, РК ПЦК с $\beta_{л2} = 45^\circ$ [14]

В длинном БЛД при неблагоприятных условиях отрыв может возникнуть еще раз ниже по течению, но уже на противоположной стенке.

Итак, неравномерность потока на выходе из РК ухудшает работу БЛД. Чем ближе параметры РК к оптимальным, и чем тщательнее оно спрофилировано, тем равномернее поток на входе в БЛД, и тем меньше негативное влияние РК на безлопаточный диффузор.

Показанная на рис. 3.65 структура потока в БЛД особенно неблагоприятна на нерасчетных режимах. Это понятно, так как даже самая совершенная лопаточная решетка РК становится неудобообтекаемой при положительных и отрицательных углах атаки. Обратим внимание на то, что при расходе больше расчетного, на входе в БЛД крайне неравномерны обе составляющие скорости $c_{r2} = f(b_2)$ и $c_{u2} = f(b_2)$.

В разделе, посвященном рабочему колесу, показано, что в большинстве случаев поток покидает межлопаточные каналы, разделившись на низкоэнергетическую зону у задней поверхности лопатки («след»), и активную часть («ядро»). Выравнивание скоростей в ядре и следе происходит за счет трения слоев газа. Соответствующие потери называют потерями смещения. Эти потери следует отнести к рабочему колесу, но происходят они уже в БЛД.

Другая сторона этого вопроса связана с тем, что струи ядра и следа из каждого межлопаточного канала вращаются в БЛД, создавая периодическую нестационарность с частотой $n \cdot z$ (об/с на число лопаток РК). Это каким-то образом влияет на состояние пограничных слоев и потери в БЛД. Вопрос недостаточно изучен, но сам факт влияния РК на БЛД через периодическую нестационарность потока на входе, безусловно существует.

Эксперименты демонстрируют наличие обратного влияния БЛД на течение в рабочем колесе. Имеется в виду, что характеристики РК в какой-то степени зависят от формы БЛД, в паре с которым оно работает. Ниже будет показано, что в ряде случаев вместо рассмотренных диффузоров с постоянной шириной целесообразно применять более узкие диффузоры с $b_3/b_2 < 1,0$. У таких БЛД на входе есть сужающийся участок с переходом ширины БЛД от b_2 к b_3 . На рис. 3.66 представлены данные испытания

модельной ступени в двух вариантах — с $b_3/b_2 = 1,0$ и с БЛД, у которого основная часть сужена до отношения $b_3/b_2 = 0,785$. Очевидное увеличение внутреннего напора при суженном БЛД свидетельствует о влиянии формы диффузора на течение в РК. Можно полагать, что, так как в суженной начальной части БЛД расходная скорость не уменьшается, а даже несколько возрастает, это как бы подавляет, уменьшает размер следа на задней поверхности лопаток. Известно, что размеры следа влияют на угол отставания потока: $\psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg}(\beta_{л2} - \Delta\beta)$. Отмеченное влияние формы БЛД на напорную характеристику РК наблюдалось многократно.

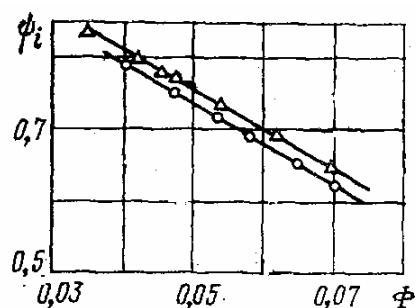


Рис. 3.66. Влияние ширины БЛД на коэффициент напора РК с $\beta_{л2} = 45^\circ$: кружки — $b_3/b_2 = 1,0$; треугольники — $b_3/b_2 = 0,785$ [14]

Особенности характеристик БЛД, измеренных при испытании модельных ступеней. Специальные исследования БЛД, подобные упомянутым выше экспериментам В. Янсена, дают объективную информацию об их работе в идеализированных условиях. Однако большинство опубликованных экспериментальных данных получено при поэлементных испытаниях модельных ступеней — рис. 3.67.

Поэлементные испытания принципиально не могут дать полностью объективную информацию о работе каждого из элементов. Основная причина связана с тем, что вихревые зоны, возникшие в предшествующем элементе и не замкнувшиеся в нем, выходят в последующий элемент. Измерительные приборы, расположенные в контрольных сечениях фиксируют эти потери, как происходящие в последующем элементе. Как указывалось выше, потери смешения — вихревые потери рабочего колеса — происходят в БЛД. По данным кафедры КВХТ [17] активная

фаза смещения заканчивается обычно на диаметре $D \approx 1,20D_2$. Измерения в сечении «2'» (на $D_{2'} = 1,05D_2$ у модельных ступеней кафедры КВХТ и в большинстве других случаев) автоматически относят часть потерь рабочего колеса к потерям в БЛД.

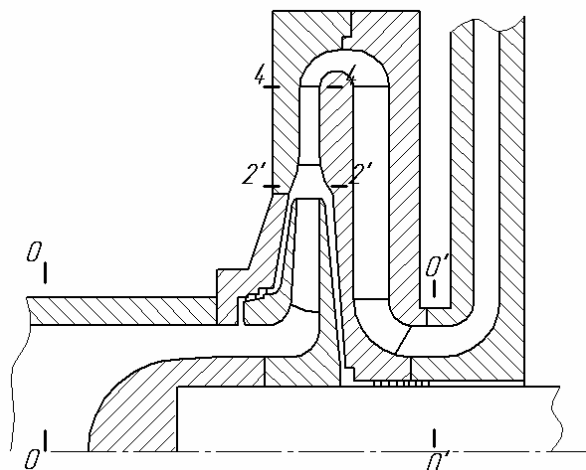


Рис. 3.67. Схема расположения измерительных («контрольных») сечений при испытаниях модельной ступени

Если на выходе из БЛД образуется вихревая зона выходящая в ОНА, или в другое выходное устройство, то вихревые потери в БЛД не будут точно измерены. Смещение активной и вихревой зон произойдет в последующем элементе. Это относит часть потерь БЛД к потерям выходного устройства.

Неизбежная некорректность измерений связана с тем, что контрольное сечение «2'» расположено на некотором удалении от РК. То есть, начальный участок БЛД и его потери включены в состав рабочего колеса.

Поток в сечении «2'» нестационарный по причине шаговой неравномерности на выходе из РК. Это вносит погрешность в измерения — прежде всего, в измерение полного давления p_2^* .

По перечисленным причинам характеристики элементов проточной части, полученные при модельных испытаниях ступеней, дают только приблизительную информацию. В случае БЛД результаты измерений даже частично искажают суть явлений, происходящих в проточной части. На

рис. 3.68 показана характеристика БЛД $\zeta_{\text{БЛД}} = f(\Phi)$ одной из модельных ступеней кафедры КВХТ и расчет этой же зависимости Методом универсального моделирования. В этом Методе рассчитываются «чистые» потери в БЛД, без потерь смешения РК. Как и полагается, коэффициент «чистых» потерь в БЛД монотонно уменьшается с ростом угла потока на входе. Измеренная зависимость имеет минимум в районе оптимального режима работы ступени. Рост измеренных потерь в БЛД при $\alpha_2 > \alpha_{opt}$ связан с ростом потерь смешения в РК при отрицательных углах атаки и его не следовало бы относить к потерям в диффузоре. На очень большую неравномерность потока на выходе из РК при $\varphi_2 > \varphi_{opt}$ указывают данные на рис. 3.65, приведенном выше.

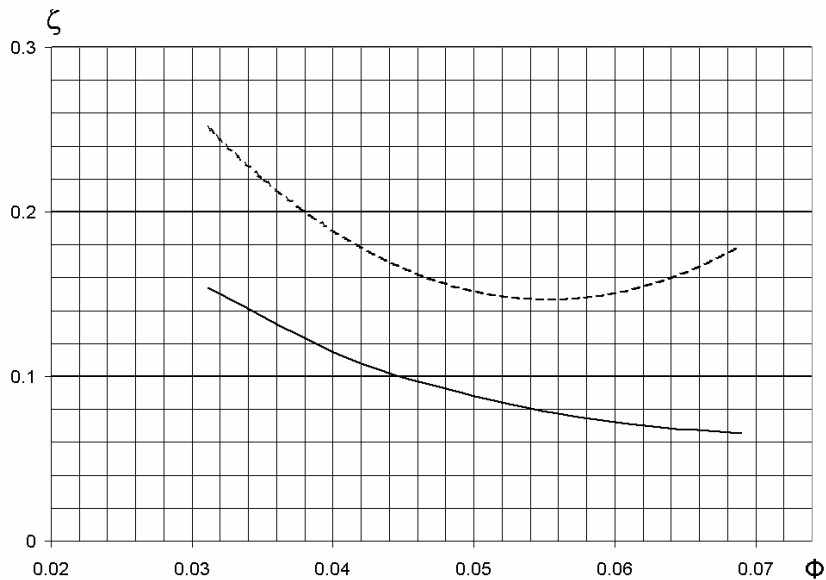


Рис. 3.68. Коэффициент потерь БЛД модельной ступени 048-0.48-0.29 кафедры КВХТ: штриховая линия — результат испытаний; сплошная линия — расчет Методом универсального моделирования

Обратное влияние направляющего аппарата на БЛД. В ступенях промежуточного типа выходным устройством является обратно-направляющий аппарат. Криволинейное колено, поворачивающее выходящий из БЛД поток в обратное направление, вызывает перестройку потока, показанную ниже по результатам расчета вязкого

пространственного потока по программе ANSYS CFX*. Объект расчета моделирует элемент проточной части одной из модельных ступеней кафедры КВХТ — рис. 3.69.

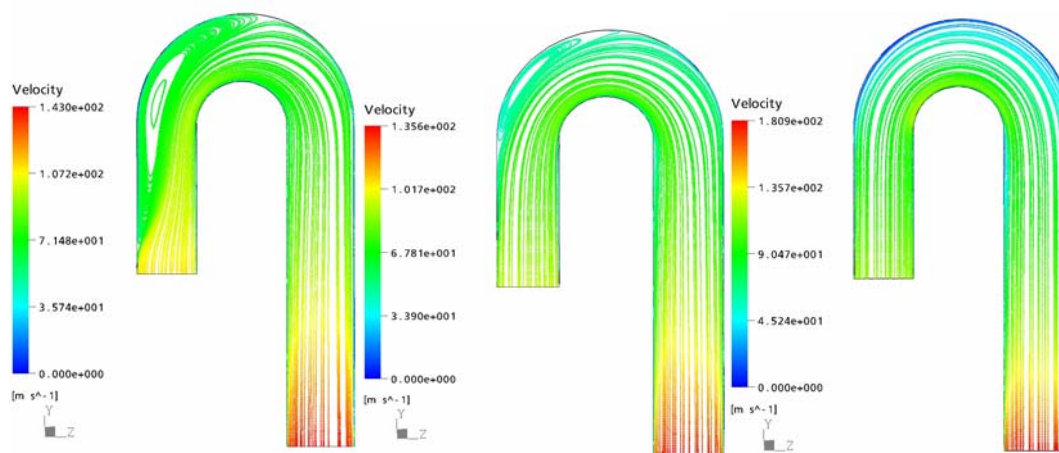


Рис. 3.69. Линии тока в БЛД + ПК ОНА при углах потока $\alpha = 12,55^\circ$; $26,4^\circ$; 45°

Во всех случаях предполагался равномерный поток на входе. Поэтому в коротком БЛД отрыв не возникает даже при малом угле потока менее 13° . Но повышенное давление на внешней стенке поворотного колена приводит к появлению развитой вихревой зоны, которая захватывает значительную часть на выходе. На внешней стенке БЛД зона низких скоростей, предшествующая отрыву, начинается на большом удалении от выхода. Режим течения с $\alpha = 12,55^\circ$ на характеристике ступени соответствует границе помпажа.

Режим течения с $\alpha = 26,4^\circ$ у данной ступени — оптимальный. Вихревая зона сместилась вверх по потоку и захватывает только небольшую часть БЛД. При $\alpha = 45^\circ$ вихревая зона не появляется ни в БЛД, ни в поворотном колене. К сожалению, этот режим не оптимален для рабочего колеса и ступени в целом.

* Расчеты представлены в магистерской диссертации А.А. Софроновой (2006). Они выполнены в порядке сотрудничества кафедры КВХТ и учебно-научно-инновационного центра наукоёмких компьютерных технологий СПбГПУ при участии проф. Ю.Б. Галеркина, проф. А.И. Боровкова, асс И. Б. Войнова.

Приведенный пример показывает отрицательную роль поворота потока на выходе из БЛД. Проверенные количественные рекомендации по учету неизвестны. Следует полагать, что относительно длинные диффузоры (с большим отношением $(r_4 - r_2)/b$) менее подвержены такому отрицательному влиянию.

Обратное влияние выходного устройства на БЛД. В ступенях концевой типа у современных центробежных компрессоров за диффузором следует либо свернутая на бок улитка, либо такая же сборная камера постоянного сечения. В обоих случаях за БЛД следует криволинейное осесимметричное колено, поворачивающее поток на 90° . Характер его влияния такой же, как и поворотного колена ОНА. Так как угол поворота вдвое меньше, чем при выходе в ОНА, отрицательное влияние должно быть слабее.

У большинства промышленных ЦК прежних поколений применялись трапециевидные улитки, на входе в которые поток сохраняет направление движения от центра к периферии, так что заметного влияния на структуру потока в меридиональной плоскости нет.

Однако любое выходное устройство несимметрично в окружном направлении и вызывает большую или меньшую окружную неравномерность в БЛД, особенно на нерасчетных режимах. Изменение статического давления по окружности на выходе из БЛД нарушает окружную симметрию потока в нем. В струйках тока, идущих в область более высокого давления расходная составляющая скорости и угол потока уменьшаются. Это безусловно снижает эффективность БЛД. Систематические исследования проблемы неизвестны.

Профилирование и расчет БЛД.

БЛД — элемент конструктивно простой и основных определяющих размеров всего два. Рассмотрим их последовательно.

Ширина БЛД. Ширина БЛД — это расстояние между стенками b по оси z на основном участке БЛД.

В 1960 – 1970 гг. безлопаточные диффузоры стали объектом внимания ряда отечественных исследователей. Были выдвинуты разные схемы оптимизации за счет выбора формы БЛД в виде зависимости

$b = f(r)$. При этом во всех случаях полагалось, что ширина БЛД должна уменьшаться по радиусу. Исследования кафедры КВХТ и опыт проектирования большого количества нагнетателей ГПА нового поколения [17] показал, что схема оптимального профилирования может быть весьма простой, если речь идет о ступенях средней и большой расходности с $\Phi_p \geq 0,040$:

– относительная высота лопаток РК b_2/D_2 и соответствующий угол выхода потока α_2 должны выбираться исходя из условий обтекания лопаток, как указано в соответствующем разделе;

– для БЛД среднерасходных и высокорасходных ступеней желательно, чтобы угол потока в начале диффузора был не менее $22\div 25^\circ$. Если угол потока на выходе из РК на расчетном режиме $\alpha_2 \geq 22\div 25^\circ$, то диффузор следует сделать с параллельными стенками;

– имея в виду возможные погрешности сборки, осевое перемещение ротора за счет зазора в упорном подшипнике и пр., обычно ширину БЛД делают незначительно больше высоты лопаток РК на выходе. Если оси каналов РК и БЛД в меридиональной плоскости не совпадут, то за счет расширения диффузора поток не ударится об угол той или другой стенки диффузора — рис. 3.70;

– если угол потока $\alpha_2 < 22\div 25^\circ$, основной участок БЛД следует делать с меньшей шириной, чем высота лопаток РК на выходе: $b_3 = b_4 < b_2$ — рис. 3.71.

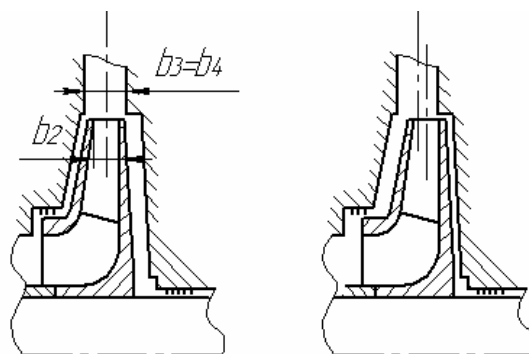


Рис. 3.70. Схема возможного несовпадения осей РК и БЛД в меридиональной плоскости. Слева — оси совпадают, справа — оси не совпадают из-за погрешностей сборки

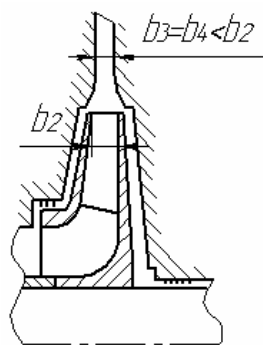


Рис. 3.71. Схема БЛД с шириной основного участка меньше высоты лопаток на выходе

От диаметра D_2 до диаметра D_3 диффузор должен плавно сужаться. Диаметр начала основного участка D_3 в зависимости от относительной ширины РК b_2/D_2 обычно равен $1,15 \div 1,20 D_2$. Понятно, что более длинный начальный участок получается при большем b_2/D_2 .

Отношение b_3/b_2 выбирается с таким расчетом, чтобы получить в начале основного участка БЛД требуемую величину угла $\alpha_3 \approx 22 \div 25^\circ$. В пренебрежении вязкостью и сжимаемостью соотношение между углами α_2 и α_3 :

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{b_2}{b_3} \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (3.93)$$

откуда определяется нужное соотношение b_3/b_2 .

Выбор угла потока в основной части БЛД на расчетном режиме равным примерно 25° вытекает из стремления сделать поток устойчивым, безотрывным, не только на расчетном режиме, но и на режимах с меньшим расходом и меньшими углами потока.

Расчеты показывают, что в суженных БЛД с $\frac{b_3}{b_2} < 1,0$ хотя и сокращается траектория движения газа, но потери трения, рассчитываемые по одномерной схеме, становятся больше, чем в диффузоре постоянной ширины с $b_3 \approx b_2$. Однако из опытов вытекает, что сужение БЛД в целом улучшает работу ступени. Надо иметь в виду существенно более сложный действительный характер течения, например, положительное влияние на течение в РК, о чем говорилось выше. Это особенно важно, если по тем

или иным причинам рабочее колесо имеет развитую низкоэнергетическую зону.

При испытании ступеней с высокоэффективными РК оказывается, что на расчетном режиме БЛД с $b_3 \approx b_2$ при $\alpha_2 \approx 17 \div 18^\circ$ обеспечивает КПД ступени не меньший, чем суженный диффузор с $\alpha_3 \approx 25^\circ$. Но при работе с суженным БЛД, ступень имеет более широкую зону работы в диапазоне расходов меньше расчетного. Это важно для компрессоров промышленного назначения.

Радиальная протяженность БЛД. Радиальная протяженность БЛД (длина БЛД) определяется диаметром выхода из БЛД, который принято обозначать как D_4 . Для получения максимального КПД длина БЛД должна соответствовать минимуму суммы потерь в диффузоре и в последующем выходном устройстве:

$$\Delta\eta_{\text{БЛД}} + \Delta\eta_{\text{ВУ}} = \frac{\zeta_{\text{БЛД}}}{2\psi_T} \left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2 + \frac{\zeta_{\text{ВУ}}}{2\psi_T} \left(\frac{c_4}{u_2} \right)^2 \rightarrow \min$$

Если принять приближенное равенство $c_4 = c_2 \frac{D_4}{D_2}$:

$$\Delta\eta_{\text{БЛД}} + \Delta\eta_{\text{ВУ}} = \left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2 \left(\frac{\zeta_{\text{БЛД}}}{2\psi_T} + \frac{\zeta_{\text{ВУ}}}{2\psi_T} \frac{1}{(D_4/D_2)^2} \right) \rightarrow \min$$

Из этого равенства формально следует, что при увеличении безразмерной радиальной протяженности диффузора D_4/D_2 суммарные потери КПД в неподвижных элементах должны уменьшаться. Но не следует забывать о росте коэффициента потерь БЛД при увеличении D_4/D_2 , и о том, например, что в более протяженном ОНА должны быть больше потери трения.

Оптимальная длина БЛД (соответствующая максимальному КПД) для разных ступеней может быть различной. Детальные эксперименты по ее определению были бы достаточно трудоемки и, вероятно, практически не слишком значимы.

Эта проблема просто решается численными экспериментами с помощью Метода универсального моделирования (разумеется, нужно иметь в виду, что ни один расчетный метод не гарантирует полной

достоверности результатов). По данным расчетов у концевых ступеней КПД монотонно растет с ростом D_4/D_2 , хотя при $D_4/D_2 > 2,10$ прирост незначительный, рис. 3.72:

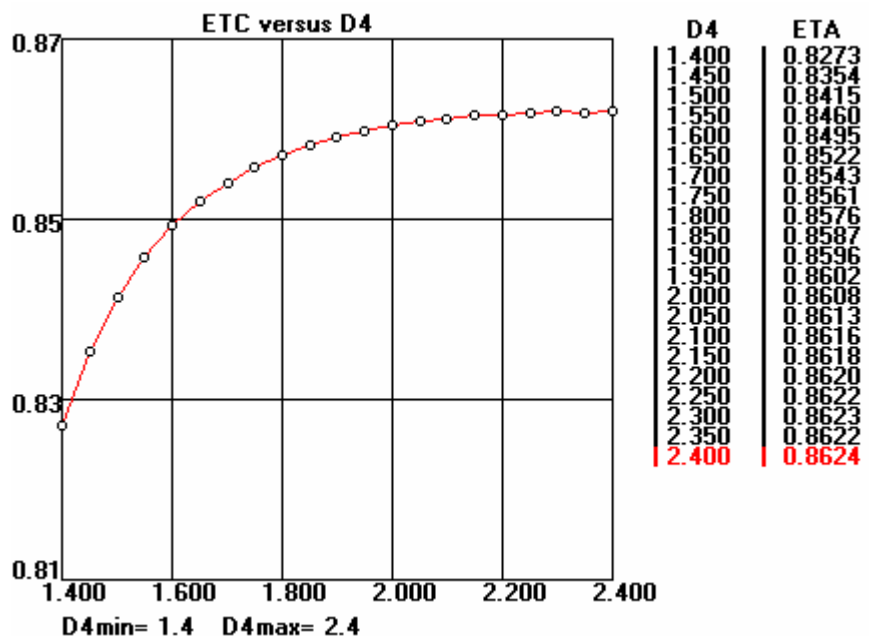


Рис. 3.72. Влияние радиальной длины БЛД на КПД концевой ступени. $\Phi_p = 0,060$, $\psi_{Tp} = 0,60$, $M_u = 0,85$, угол раскрытия трапецевидной улитки 60°

Расчеты ступеней промежуточного типа показали наличие оптимума для значений D_4/D_2 (рис. 3.73).

При $\Phi_p > 0,035$ для низконапорных и средненапорных ступеней $\left(\frac{D_4}{D_2}\right)_{opt} \approx 2,20$, а при $\Phi_p \approx 0,020$ оптимум снижается примерно до $1,55 \div 1,65$.

С учетом конструктивных ограничений отношение D_4/D_2 редко может быть принято большим, чем $D_4/D_2 = 1,75 \div 1,80$. Очевидно, что недостаточное снижение скорости в БЛД может быть причиной несколько пониженной эффективности ступеней.

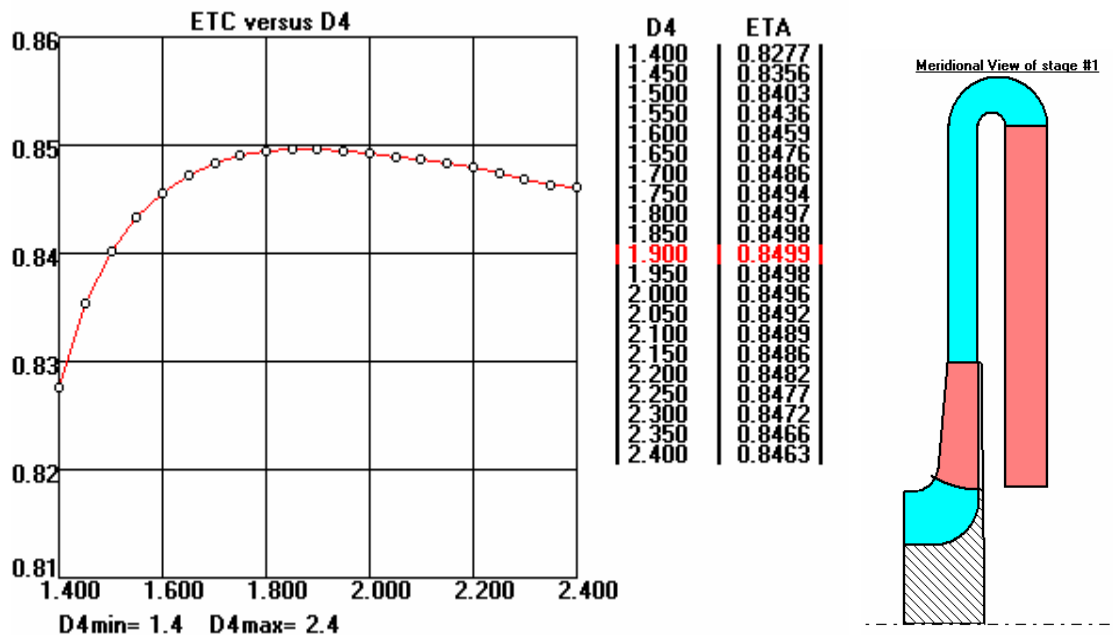


Рис. 3.73. Влияние радиальной длины БЛД на КПД промежуточной ступени ($\Phi_p = 0,060$, $\psi_{Tp} = 0,60$, $M_u = 0,85$) и меридиональная форма ступени с оптимальным $D_4 / D_2 = 1,90$

Расчет БЛД. Работу диффузора характеризуют четыре коэффициента, взаимосвязанных между собой: КПД, коэффициент потерь, коэффициент восстановления и отношение скоростей

$$\eta_d = \frac{h_p}{h_d}, \quad \xi = \frac{h_p}{c_2^2/2}, \quad \zeta = \frac{h_w}{c_2^2/2}, \quad \dot{c} = \frac{c_4}{c_2}.$$

Для расчета необходимо знать экспериментальные данные по любым двум из этих параметров. При упрощенном расчете ступеней при умеренных числах Маха полагают, что $\alpha = f(r) = \text{const}$. В этом случае достаточно использовать опытные данные по КПД или коэффициенту потерь. На рис. 3.74 приведены экспериментальные данные по эффективности БЛД, которые можно использовать для расчетов. В частности, можно полагать, что в диапазоне $\bar{b}_2 = 0,028 \div 0,100$, $\bar{D}_4 = 1,59 \div 1,80$ и $\alpha_2 = 30 \div 40^\circ$ коэффициент потерь близок к 0,10. В узком БЛД с $\bar{b}_2 = 0,018$ при $\bar{D}_4 = 1,70$ потери намного выше. При этой маленькой относительной высоте коэффициент потерь практически линейно

увеличивается от 0,22 при $\alpha_2 = 40^\circ$, до 0,32 при $\alpha_2 = 20^\circ$.

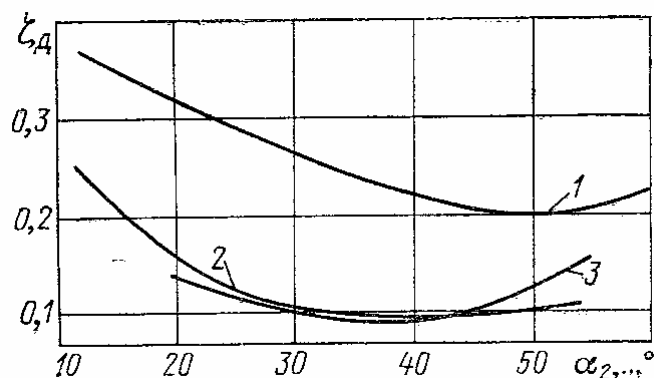


Рис. 3.74. Характеристики БЛД при различной относительной ширине ($b = b_2$, $M_u = 0,6$) рабочих колес конструкции ЛПИ:

1 — $b_2/D_2 = 0,018$, $\bar{r}_3 = 1,7$; 2 — $b_2/D_2 = 0,028 \div 0,069$, $\bar{r}_3 = 1,59$;

3 — $b_2/D_2 = 0,07 \div 0,1$, $\bar{r}_3 = 1,8$

Рассмотрим пример упрощенного расчета параметров потока за БЛД при известных параметрах за РК — на входе в БЛД, у которого $\bar{b}_2 = 0,050$, $\bar{D}_4 = 1,60$, $c_2 = 250$ м/с, $p_2 = 0,13$ МПа, $T_2 = 340$ К, $\alpha_2 = 25^\circ$, $k = 1,4$, теплоемкость газа $C_p = 1005$ Дж/кг (воздух).

По данным на рис. 3.74 примем коэффициент потерь $\zeta_{\text{БЛД}} = 0,125$. Оценим отношение плотностей $\rho_4/\rho_2 = 1,10$, тогда из условия $\alpha = f(r) = \text{const}$ следует, что отношение скоростей с БЛД равно:

$\dot{c}_{\text{БЛД}} = \frac{c_4}{c_2} = \frac{D_2 \rho_2}{D_4 \rho_4}$. В данном случае это означает, что отношение скоростей в БЛД равно $\dot{c}_{\text{БЛД}} \approx 0,570$, что соответствует скорости на выходе из БЛД $c_4 = 143$ м/с.

Согласно формуле (3.88) КПД БЛД равен $\eta_{\text{БЛД}} \approx 0,850$ и показатель политропного процесса $\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1} = 2,975$, $n = 1,506$. Температура

торможения в БЛД равна $T_2^* = T_2 + \frac{c_2^2}{2C_p} = 371$ К, а статическая температура

за БЛД по той же формуле равна $T_4 = 361$ К. По формуле политропного

процесса отношение давлений в БЛД равно $\frac{p_4}{p_2} = \left(\frac{T_4}{T_2}\right)^{\frac{n}{n-1}} \approx 1,20$, а

отношение плотностей $\frac{\rho_4}{\rho_2} = \left(\frac{T_4}{T_2}\right)^{\frac{1}{n-1}} \approx 1,125$, т.е. расчет следовало бы

повторить при этом отношении плотностей в начале (было принято сначала $\rho_4/\rho_2 = 1,10$).

В программах Метода универсального моделирования расчет БЛД производится вполне корректно, как при расчете потерь напора, так и параметров потока, поэтому приведенный пример приближенного расчета носит иллюстративный характер.

Преимущества и недостатки БЛД. Достоинством БЛД является простота конструкции. Безлопаточный диффузор достаточно эффективен при правильном выборе размеров. Он не имеет окружной несимметричности формы проточной части по окружности, поэтому нет несимметричного поля скоростей и давлений. Это важно для компрессоров высокого и сверхвысокого давления, где нестационарные газодинамические силы, пропорциональные плотности газа, могут быть опасными для рабочих колес.

Недостатком БЛД является сравнительно маленькое снижение скорости при приемлемых радиальных размерах. Этому недостатка лишен лопаточный диффузор.

Лопаточный диффузор. Принцип действия. Сравнение и область применения ЛД и БЛД.

В БЛД постоянной ширины поток движется с практически постоянным углом, примерно по логарифмической спирали — штриховая линия на рис. 3.75. Если в это безлопаточное пространство поставить лопатки с углом $\alpha_{л4} > \alpha_3$, то они отклонят поток в сторону, противоположную вращению, что приведет к уменьшению окружной

составляющей скорости по сравнению с окружной составляющей скорости на выходе из БЛД: $c_{u4ЛД} < c_{u4БЛД}$. Схема лопаточного диффузора изображена на рис. 3.75. Лопатки начинаются на некотором расстоянии от РК на радиусе r_3 и заканчиваются на радиусе r_4 .

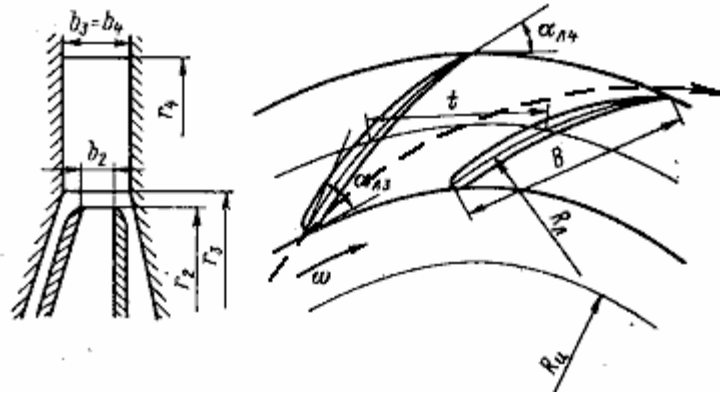


Рис. 3.75. Схема ЛД

Скорость c_{u4} в ЛД меньше чем c_{u4} в БЛД за счет того, что к потоку прикладывается момент внешних сил. На обращенной против направления вращения стороне лопатки образуется повышенное давление. Это передняя поверхность лопатки. На задней стороне лопатки давление ниже. Направленный против направления вращения момент внешних сил отрицателен. Согласно теореме об изменении момента количества движения этот момент и вызывает уменьшение циркуляции $c_{u4}r_4$:

$$(c_{u4}r_4 - c_{u3}r_3)\bar{m} = -M_z, \quad M_z = \int_{r_3}^{r_4} (p_n - p_3)b dr \cdot r z_{ЛД}.$$

Полагая поток невязким с $p^* = \text{const}$ и имея в виду

$$p_n - p_3 = p^* - \rho \frac{c_n^2}{2} - p^* + \rho \frac{c_3^2}{2} = 0,5(c_3 + c_n)(c_3 - c_n) \approx c \Delta c$$

и $\bar{m} = \rho 2\pi\tau b c_r$:

$$c_{u4}r_4 = c_{u3}r_3 - \int_{r_3}^{r_4} \frac{z_{ЛД}}{2\pi\tau} \frac{\Delta c}{\sin \alpha} dr, \quad c_{u4}r_4 = c_{u3}r_3 - \frac{z_{ЛД}}{2\pi\tau} \left(\frac{\Delta c}{\sin \alpha} \right)_{\text{ср}} (r_4 - r_3). \quad (3.94)$$

Таким образом, лопатки ЛД нагружены разностью давлений $\Delta p = p_n - p_3$ (большее давление на передней стороне) и, соответственной разностью скоростей $(c_3 - c_n) \approx c \Delta c$ (большая скорость на задней стороне).

Ширина ЛД обычно принимается больше ширины РК на выходе — $b_4 = b_3 > b_2$. За счет этого радиальная составляющая скорости на выходе из ЛД меньше, чем в БЛД: $c_{r4ЛД} < c_{r4БЛД}$ — как и окружная составляющая. В результате даже при небольших радиальных размерах ЛД обеспечивает значительное снижение скорости. Отношение скоростей в ЛД $\dot{c} = c_4 / c_3 \approx 0,25 \div 0,35$, т.е. скорость может снижаться в три — четыре раза. При таком замедлении в ЛД даже на расчетном режиме неизбежен отрыв потока. Однако в силу поясняемых ниже обстоятельств срывной характер потока не препятствует получению достаточно высокой эффективности ЛД.

Средняя скорость вдоль профиля уменьшается в соответствии с увеличением проходного сечения. Изменение скоростей по шагу (на одинаковом радиусе) (см. рис. 3.76) соответствует процессу уменьшения количества движения, рассмотренному выше. В результате диаграмма скоростей невязкого потока имеет характер, сходный с диаграммой скоростей РК — рис. 3.77.

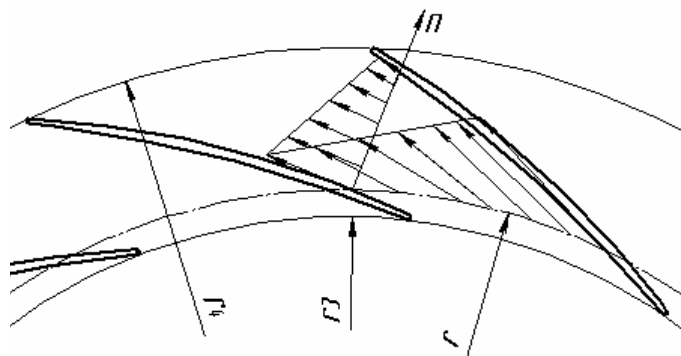


Рис. 3.76. Изменение скоростей потока в межлопаточном канале ЛД по шагу и по нормали

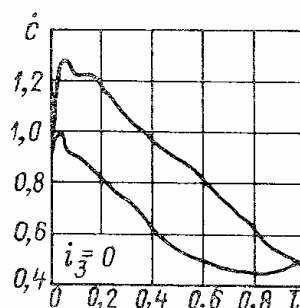


Рис. 3.77. Распределение скоростей невязкого потока по лопаткам диффузора [14]

Но определяющим характер течения является диаграмма скоростей по нормали к потоку, определяемая условиями равновесия: $\frac{\partial p}{\partial n} + \rho \frac{c^2}{R} = 0$, или $\frac{\partial w}{\partial n} = \frac{c}{R}$ — как и в любом другом неподвижном канале на выпуклой поверхности скорости больше, чем на вогнутой — рис. 3.76. Напомним, что в РК основную роль играет Кориолисова сила, которая отсутствует в неподвижных каналах.

Выше пояснялись причины, по которым отрыв потока происходит на тех поверхностях каналов, где в направлении нормали скорость увеличивается, а давление уменьшается. На рис. 3.78 показана визуализация зон отрыва на выпуклой поверхности лопаток ЛД на расчетном режиме.

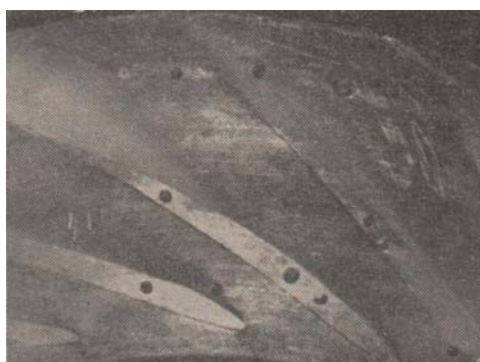


Рис. 3.78. Зоны срыва на выходе из ЛД, визуализированные напылением красителя, при $\Phi \approx \Phi_p$

Сказанное кажется противоречащим диаграммам поверхностных скоростей на лопатках ЛД, показанным на рис. 3.77. Еще раз напомним, что на диаграммах скорости представляют в функции от радиуса, а характер изменения по нормали — другой.

Из-за того, что отрыв потока происходит на передней поверхности, где кинетическая энергия потока меньше, чем на задней, влияние отрыва на эффективность ЛД обычной формы меньше, чем у РК. Сильное замедление способствует снижению потерь в последующем элементе проточной части при приемлемых потерях в самом ЛД.

Не следует делать ЛД с очень большим углом отклонения потока,

когда передняя поверхность становится вогнутой, а задняя — выпуклой. Схема такого неэффективного ЛД показана на рис. 3.79. При такой форме лопаток отрыв происходит на задней поверхности, где кинетическая энергия выше, что приводит к скачкообразному росту потерь.

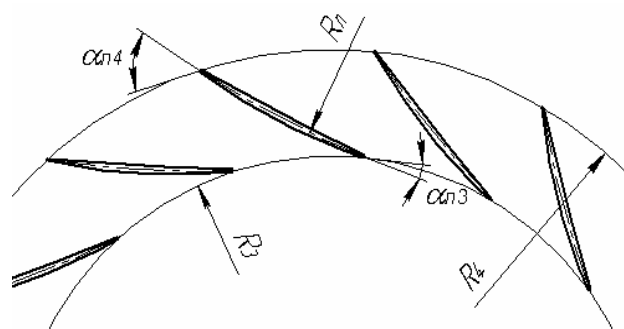


Рис. 3.79. Схема ЛД с неприемлемой формой лопаток (обратная кривизна)

Расчеты Методом универсального моделирования иллюстрируют сказанное. На рис. 3.80 показано, как угол отклонения потока в ЛД $\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3$ влияет на максимально достижимый КПД ступени. Скачкообразное снижение КПД соответствует тому варианту ЛД, кривизна лопаток которого поменяла знак на отрицательный, согласно схеме на рис. 3.79.

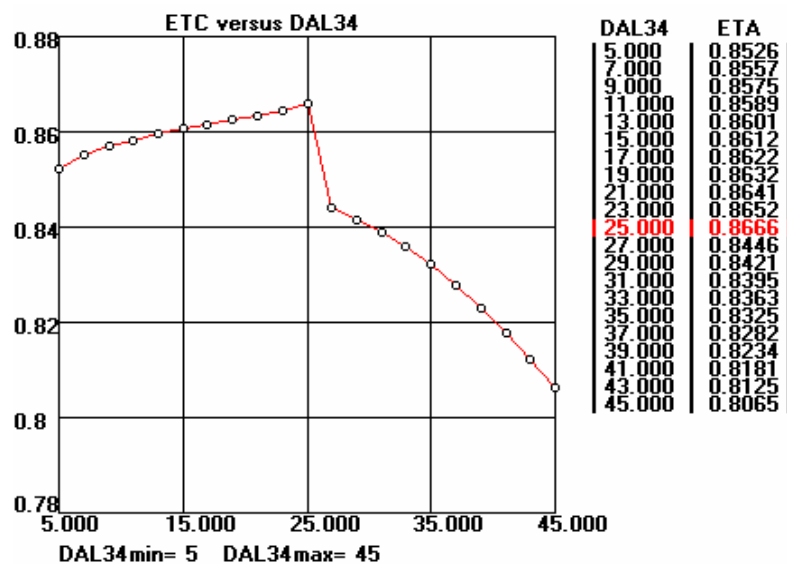


Рис. 3.80. Максимально достижимый КПД ступени в зависимости от $\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3$ (Метод универсального моделирования). Ступень РК + ЛД + ОНА, $\Phi_p = 0,060$, $\psi_{Tp} = 0,60$, $M_u = 0,85$, $D_4 / D_2 = 1,55$

На рис. 3.81 показаны характеристики и меридиональная форма проточной части ступени с оптимальным углом поворота $\Delta\alpha = 25^\circ$. Радиальная протяженность ЛД принята равной $D_4/D_2 = 1,55$ — обычное значение, принимаемое при проектировании.

Обратим внимание на то, что КПД ступени с ЛД (86,7%) заметно выше, чем КПД ступеней, имеющих безлопаточные диффузоры. Для сопоставления КПД и характеристик ступеней с разными диффузорами сделан расчет ступени с БЛД на те же параметры, что ступени с ЛД (рис. 3.82). Радиальная протяженность БЛД $D_4/D_2 = 1,70$ принята большей, чем у ЛД, что соответствует практике проектирования.

Несмотря на большие радиальные размеры, у ступени с БЛД можно рассчитывать на КПД в расчетной точке всего 84,3%. Это на 2,4% меньше, чем у ступени с ЛД. Зато у этой ступени более пологая характеристика КПД, т.е. КПД меньше снижается при отклонении от расчетного расхода, например:

- при $\Phi = 0,080$ (133% от $\Phi_p = 0,060$) КПД ступени с БЛД на 10% выше;
- при $\Phi = 0,040$ (67% от $\Phi_p = 0,060$) КПД ступени с БЛД на 3% выше.

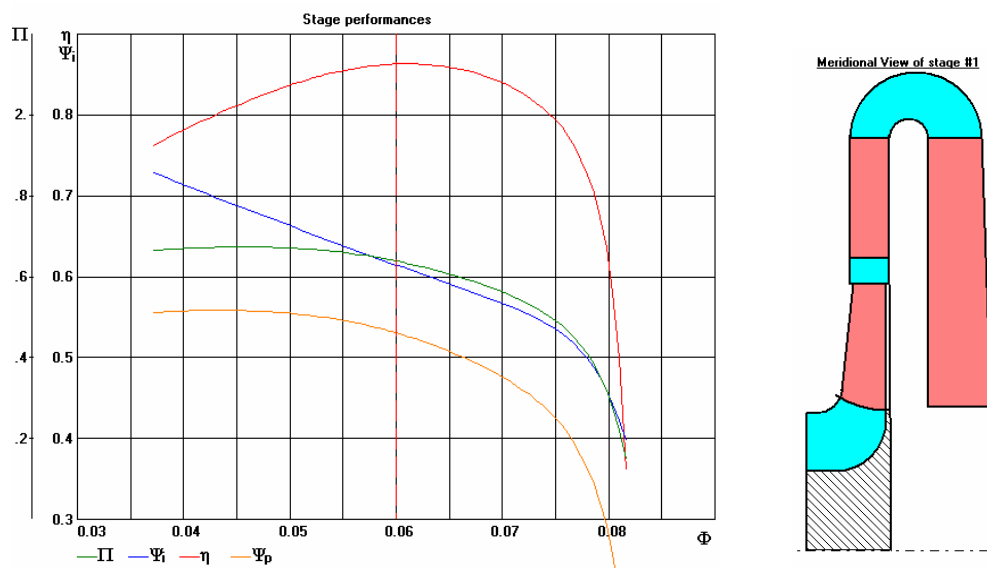


Рис. 3.81. Характеристики и меридиональная форма проточной части ступени РК + ЛД + ОНА с оптимальным углом поворота $\Delta\alpha = 25^\circ$.
 $D_4/D_2 = 1,55$ (Метод универсального моделирования)

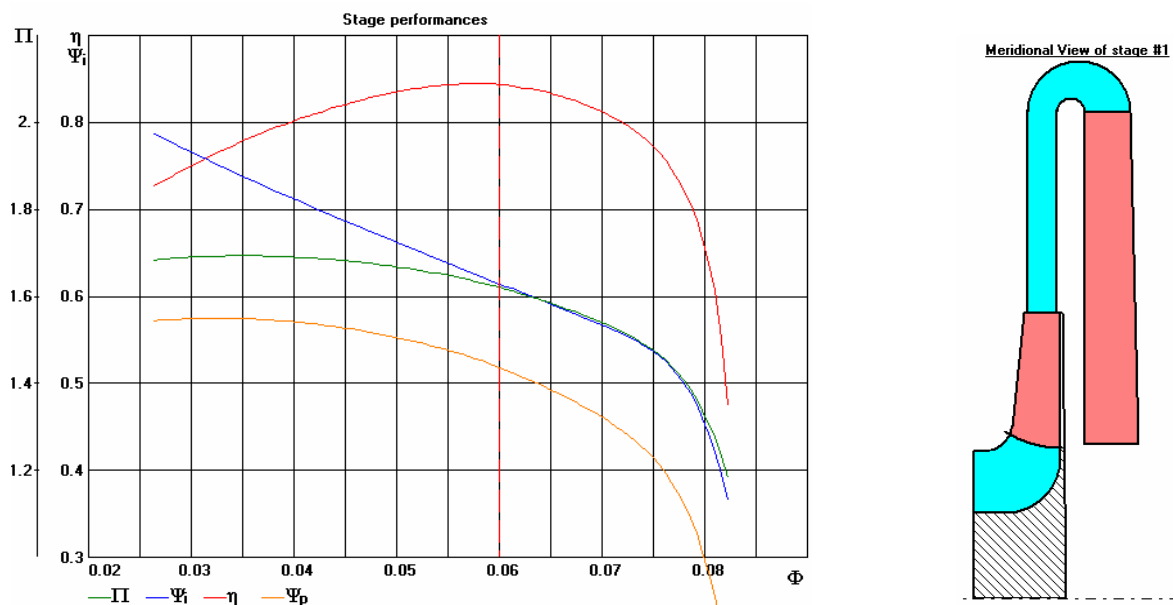


Рис. 3.82. Характеристики и меридиональная форма проточной части ступени РК + БЛД + ОНА. $D_4 / D_2 = 1,70$ (Метод универсального моделирования)

Более сильное снижение КПД ступеней с ЛД на нерасчетных режимах связано с ударными потерями на лопатках диффузора ($i_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3 > 0$ при $\Phi > \Phi_p$, $i_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3 < 0$ при $\Phi < \Phi_p$), которых нет в безлопаточных диффузорах. Поэтому при меньшем максимальном КПД ступени с БЛД имеют более широкую зону работы.

Сравнение характеристик на приведенных выше рис. 3.81 и 3.82 показывает, что максимальное отношение давлений у ступени с ЛД достигается при $\Phi = 0,045$, а у ступени с БЛД — при $\Phi = 0,035$. Известно, что режим с максимальным отношением давлений ограничивает устойчивую часть характеристики, являясь границей помпажа.

У сопоставляемых ступеней при использовании лопаточного диффузора производительность ступени может быть уменьшена по сравнению с расчетной на 25%, а при безлопаточном диффузоре — на 42%, что является серьезным преимуществом.

Преимущество ЛД в получении максимального КПД в расчетной точке проявляются тем сильнее, чем больше доля кинетической энергии на выходе из РК, т.е. чем ниже степень реактивности. Как указывалось, в

первом приближении $\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} \approx 1 - 0,5\psi_T$, то есть, чем больше коэффициент теоретического напора РК на расчетном режиме, тем больший эффект можно ожидать от применения ЛД, и наоборот. Например, среднерасходные низконапорные модельные ступени кафедры КВХТ при $\psi_{Tp} = 0,42 \div 0,45$ имеют максимальный КПД $86 \div 87\%$ даже с коротким БЛД $D_4/D_2 = 1,45$. У ступеней с $\psi_{Tp} = 0,50$ повысить КПД применением лопаточного диффузора не удалось.

Еще одно преимущество лопаточных диффузоров по сравнению с БЛД заключается в том, что их ширина может быть больше высоты лопаток РК на выходе: $b_3/b_2 > 1,0$. Это способствует уменьшению потерь трения на ограничивающих поверхностях ЛД и ОНА. Доля этих потерь растет с уменьшением условного расчетного коэффициента Φ_p . В узких малорасходных ступенях длинные БЛД малоэффективны из-за больших потерь трения. Здесь применение ЛД должно давать особенно заметный эффект. К сожалению, малорасходные ступени обычно находят применение в ЦК высокого и сверхвысокого давления, где применение ЛД нежелательно или неприемлемо из-за динамических напряжений в РК, появляющихся из-за окружной неравномерности.

Итак, область применения ступеней с ЛД — центробежные компрессоры с рабочим давлением не более $10 \div 12$ МПа, при коэффициентах теоретического напора РК $\psi_{Tp} > 0,50$, в тех случаях, когда требование максимального КПД в расчетной точке превалирует над требованием широкой зоны работы. В остальных случаях следует использовать безлопаточные диффузоры.

Выбор размеров ЛД.

Размеры, определяющие форму проточной части ЛД. У ступеней ПЦК форму проточной части лопаточного диффузора определяют следующие размеры (рис. 3.75):

- начало лопаток на диаметре D_3 , который выбирают по соотношению D_3/D_2 ;
- конец лопаток на диаметре D_4 , который выбирают по соотношению

D_4/D_2 ;

- высота лопаток $b_3 = b_4$, которую выбирают по соотношению b_3/b_2 ;
- форма средней линии лопаток;
- форма профиля лопаток;
- количество лопаток $z_{\text{ЛД}}$;
- входной угол лопаток $\alpha_{\text{л3}}$;
- выходной угол лопаток $\alpha_{\text{л4}}$.

Относительный диаметр начала лопаток. Для ступеней ПЦК проверенная практикой проектирования радиальная протяженность безлопаточного участка диффузора равна $D_3/D_2 = 1,10 \div 1,15$. Считается, что большие значения следует выбирать при более высоких числах

$M_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{kRT_2}}$. При меньшем значении обратная волна давления от лопаток

диффузора усиливает нестационарную нагрузку на РК. Это вызывает вибрацию и поломки лопаток и покрывающих дисков колеса. С другой стороны, выходящий из РК поток по схеме «след — струя» создает нестационарное течение на входе в ЛД с частотой $\omega = z_{\text{РК}} n (1/c)$. Если приблизить лопатки ЛД к колесу, усилится шум и нестационарная нагрузка лопаток диффузора. Понятно, что излишнее увеличение отношения D_3/D_2 уменьшает положительный эффект от применения лопаточного диффузора.

Относительный диаметр конца лопаток D_4/D_2 . Замедление потока в ЛД достигается за счет трех факторов:

- расширение в меридиональной плоскости $b_3 = b_4 > b_2$ снижает радиальную составляющую скорости;
- «раскрутка» потока лопатками уменьшает окружную составляющую скорости;
- увеличение радиальной протяженности D_4/D_2 снижает обе составляющие скорости и является основным средством снижения кинетической энергии потока. В более протяженном ЛД потери растут, но снижаются потери в последующих элементах проточной части.

Расчеты и опыт проектирования показывают, что у среднерасходных средненапорных ступеней при D_4/D_2 1,60 достижимый КПД приближается к максимально возможному. С учетом того, что ЛД применяют для уменьшения радиальных размеров ступеней, на практике редко применяют большие значения. В среднем применяемые значения $D_4/D_2 \approx 1,50$, но известны достаточно эффективные ступени с ЛД с радиальной протяженностью $D_4/D_2 \approx 1,40$.

Отношение b_3/b_2 . Как известно, потери трения в канале обратно пропорциональны гидравлическому диаметру: $h_{\text{втр}} = \lambda \frac{c^2}{2} \frac{l}{d_r}$. Потери трения на ограничивающих стенках ЛД и других элементов обратно пропорциональны расстоянию между стенками, так как в этом случае $d_r = 2b$. В более широком диффузоре меньше радиальная составляющая скорости, а любое уменьшение кинетической энергии снижает потери. Однако при выходе потока из РК в более широкий диффузор имеют место потери внезапного расширения, которые могут быть оценены по формуле Борда — Карно:

$$h_{\text{вБР}} = 0,5(c_{r2} - c_{r3})^2 \approx 0,5c_{r2}^2 \left(1 - \frac{b_2}{b_3}\right)^2. \quad (3.95)$$

Эксперименты и опыт проектирования показывают, что значения $b_3/b_2 = 1,2 \div 1,4$ дают хорошие результаты. У концевых ступеней с наружными улитками последние сильно увеличивают наружный диаметр проточной части. Для его уменьшения укорачивают диффузор и рекомендуют увеличивать b_3/b_2 за пределы, указанные выше.

Форма средней линии и форма лопаток.

При традиционной форме средней линии лопаток в виде дуги окружности обтекание передней поверхности лопатки (там, где формируется отрыв) вполне адекватное и вряд ли может быть улучшено. Схема средней линии — на рис. 3.83.

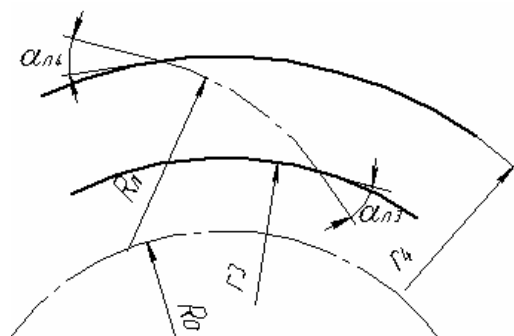


Рис. 3.83. Средняя линия лопатки, выполненной по дуге окружности

Для ступеней ПЦК такая форма средней линии кажется вполне приемлемой. Радиус кривизны средней линии зависит от диаметров D_3 , D_4 и от углов лопатки на этих диаметрах:

$$R_l = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{л4} - D_3 \cos \alpha_{л3})}, \quad (3.96)$$

а расстояние центра окружности R_0 от оси ротора равно:

$$R_0 = \sqrt{R_l^2 + 0,25D_4^2 - R_l D_4 \cos \alpha_{л4}}. \quad (3.97)$$

Как показали эксперименты, упрощенная форма лопаток ЛД, подобная форме лопаток РК ведет к заметному снижению КПД ступени. Общепринято использование крыловых профилей с относительной толщиной $\delta_{\max} / B \leq 5\%$. Типичная форма лопаточной решетки ЛД показана выше на рис. 3.78. На кафедре КВХТ применяется симметричный профиль с максимальной толщиной по середине — рис. 3.84. Такой профиль проще в изготовлении, чем крыловой и, что проверено опытами, обеспечивает лопаточному диффузору такие же характеристики. Максимальная толщина профиля принимается $\delta_{\max} / D_2 \approx 0,015$.

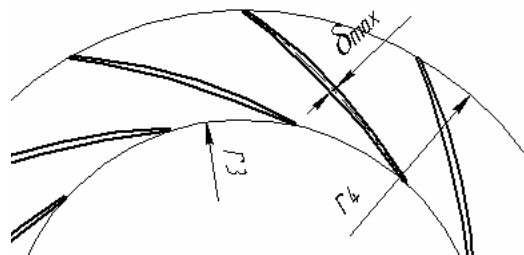


Рис. 3.84. Лопаточная решетка с симметричными дугowymi профилями

Количество лопаток ЛД. В [13] количество лопаток рекомендуется выбирать на основе оптимальной густоты лопаточной решетки:

$$\left(\frac{l}{t_{\text{cp}}}\right)_{\text{opt}} = \frac{z_{\text{ЛД}} \lg \frac{D_4}{D_3}}{2,73 \sin \frac{(\alpha_{\text{Л3}} + \alpha_{\text{Л4}})}{2}} = 1,80 \dots 2,20 \quad (3.98)$$

Здесь меньшая густота рекомендуется для более толстых лопаток.

Эта рекомендация хорошо проверена для средненапорных среднерасходных ступеней. По опытам кафедры КВХТ для низконапорных ступеней, или при больших $\Phi_p \approx 0,10 \div 0,14$ в сочетании с рассматриваемыми ниже осерадиальными пространственными РК хорошие результаты показывают ЛД со значительно меньшей густотой. В Методе универсального моделирования оптимизация числа лопаток ЛД делается так же, как у РК — путем сопоставления вариантов с разной безразмерной

нагрузкой лопаток $\Delta \bar{c}_{\text{cp}} = \frac{(c_3 - c_n)_{\text{cp}}}{u_2}$. Рассчитанное число лопаток

округляется до ближайшего целого значения.

Число лопаток диффузора не должно совпадать с числом лопаток РК и лучше, чтобы это число было простым, т.е. делилось без остатка только на само себя и на единицу. В этом случае частота нестационарной аэродинамической силы $\omega = z_{\text{РК}} n$ (1/с), связанной с конечным числом лопаток РК не должна вызывать резонансных колебаний лопаток диффузора. Равно и волны давления от лопаток ЛД, создающие в относительном движении нестационарную аэродинамическую силу $\omega = z_{\text{ЛД}} n$ (1/с) не вызовут резонансных колебаний лопаток РК.

Входной угол лопаток $\alpha_{\text{Л3}}$. Для получения максимального КПД ступени на расчетном режиме все элементы проточной части должны иметь минимальные значения коэффициентов потерь $\zeta = f(\Phi)$ именно на этом режиме. Лопатки диффузора весьма чувствительны к условиям обтекания, поэтому минимум коэффициента потерь достигается при условии безударного входа.

При выборе входного угла $\alpha_{\text{Л3}}$, соответствующего условию

безударного входа надо сначала определить угол потока α_3 в конце безлопаточного участка. При $b_3 > b_2$ возможна ситуация, показанная на рис. 3.85, когда выходящий из РК поток не заполняет сечение «3», часть которого занята зонами отрыва. Понятно, что условие входа в таком случае следует определять по активной части потока. Как указано в [13] со ссылкой на [10] на диаметре $D_3/D_2 = 1,10$ поток заполняет все проходное сечение при:

$$b_3/b_2 \leq 1 + (0,015 \dots 0,0175)/\bar{b}_2. \quad (3.99)$$

$$b'_3 = (b_2 + b_3) / 2.$$

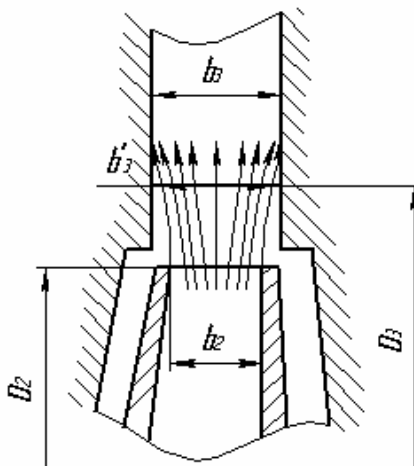


Рис. 3.85. Выход потока из РК в БЛД при $b_3 > b_2$

То есть, например при $\bar{b}_2 = 0,050$ поток растекается полностью при $b_3/b_2 = 1,30 \div 1,35$, что больше обычно рекомендуемых значений для промежуточных ступеней. В этом случае угол потока перед лопатками ЛД считается возможным рассчитать как в БЛД в пренебрежении влиянием вязкости и сжимаемости:

$$\operatorname{tg} \alpha_{3 \text{ нв-нсж}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{b_3/b_2}. \quad (3.100)$$

Расчеты Методом универсального моделирования показывают, что при характерных для ступеней ПЦК числах M_{c2} влияние сжимаемости мало в пределах $D_3/D_2 \leq 1,10$, а замедление окружной составляющей

силами трения увеличивает угол потока на $1,5 \div 2,0^\circ$. В.Ф. Рис [13] при выполнении условия в отношении b_3/b_2 по формуле (3.99) рекомендует рассчитывать угол потока так:

$$\alpha_3 = \operatorname{arctg} \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{(b_3/b_2)^{0,63}} \right], \quad (3.101)$$

а если $b_3/b_2 > 1 + (0,015 \dots 0,0175)/\bar{b}_2$, то учет неполного растекания потока в сечении «3» равен:

$$\alpha_3 = 0,5(\alpha_2 + \alpha_{3\text{нв-нсж}}). \quad (3.102)$$

Согласно [13] условие безударного входа на лопатки диффузора выполняется при $\alpha_{л3} = \alpha_3$. Однако в этой монографии под величиной угла α_2 понимается его значение с учетом коэффициента стеснения τ_2 (это вытекает из рассмотрения примера расчета в конце книги). То есть, приближенно выполняется условие безударного входа по отношению к углу потока с учетом стеснения. Видимо, более строго это условие можно сформулировать так:

$$\alpha_{л3} = \operatorname{arctg} \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\tau_3 (b_3/b_2)^{0,63}} \right]. \quad (3.103)$$

В Методе универсального моделирования условие безударного входа рассчитывается с учетом стеснения потока лопатками и с учетом перестройки потока из-за нагрузки лопаток, так как это делается при проектировании лопаточного аппарата РК.

Выходной угол лопаток $\alpha_{л4}$. Чем больше выходной угол лопаток, тем сильнее замедление потока. Как показано выше, в любом случае задняя поверхность лопаток должна быть вогнутой во избежание отрыва на этой поверхности. При нулевой толщине лопаток этому условию отвечает положительное значение радиуса средней линии лопатки

$$R_{л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{л4} - D_3 \cos \alpha_{л3})} > 0,$$

или:

$$\cos \alpha_{\text{л4 Б}_\Gamma} > \frac{D_3}{D_4} \cos \alpha_{\text{л3}}. \quad (3.104)$$

При прямой средней линии (если принять $\alpha_{\text{л4}} = \arccos \alpha_{\text{л4 Б}_\Gamma}$) и передняя, и задняя поверхности окажутся выпуклыми. При этом отрыв вероятен на задней поверхности, что приведет к повышенным потерям. Выходной угол лопаток следует принять по условию формулы (3.104) с тем, чтобы задняя поверхность профиля оказалась вогнутой с учетом формы и толщины профиля лопатки.

Выбор $\alpha_{\text{л4}}$ по изложенной выше рекомендации обеспечит максимальное замедление потока в ЛД при выбранных ранее основных размерах. Если такое сильное замедление по каким-либо причинам не требуется, или нежелательно, выходной угол лопаток следует сделать меньше.

Двухъярусные и двухрядные ЛД. Двухъярусные ЛД были в свое время введены в практику проектирования кафедрой компрессоростроения (ныне кафедра КВХТ) с учетом тех же соображений, по которым применялись двухъярусные РК, рассмотренные выше. Это лопаточные аппараты, состоящие из четного числа лопаток с чередованием обычных лопаток, занимающих пространство от D_3 до D_4 с укороченными лопатками, начинающимися на $D_{\text{н}} > D_3$. Такое решение уменьшает стеснение потока на входе при сохранении достаточной густоты решетки на выходе.

Испытания показали сильное влияние взаимного положения длинных и коротких лопаток на эффективность — рис. 3.86.

Данные на этом рисунке обращают внимание так же невысокой эффективностью ступени, что, впрочем, может быть связано и с неэффективностью высоконапорного РК. Что касается ЛД, то надо учесть следующее. Гипотетическая эффективность применения двухъярусных решеток тем выше, чем больше радиальная протяженность решетки. При типичном относительном диаметре входа в РК $D_1 \approx 0,57$ обратная ей радиальная протяженность равна примерно 1,75, в то время как при типичных размерах ЛД $\bar{D}_3 = 1,10$ и $\bar{D}_4 = 1,55$ у ЛД радиальная протяженность всего 1,41. Тем не менее, применение двухъярусных ЛД решило как минимум в одном случае реального проектирования ЦК

проблему увеличения расхода ступени при $\Phi > \Phi_p$ с сохранением приемлемого КПД на расчетном режиме.

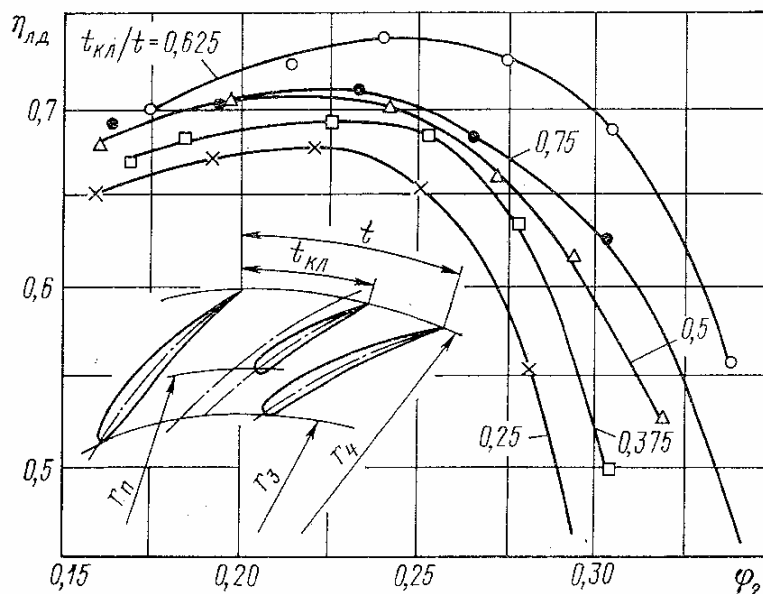


Рис. 3.86. Характеристики двухъярусных ЛД при различном положении лопаток второго яруса РК с $\beta_{л2} = 90^\circ$, $M_u = 0,9$, $b_3/b_2 = 1,0$, $\bar{r}_3 = 1,2$, $\bar{r}_4 = 1,64$ [14]

Применение двухрядных ЛД кажется более перспективным. Осуществление значительного замедления без отрыва потока делается, например, на последней ступени осевых компрессоров со ступенями, имеющими 50% степень реактивности. Там за направляющим аппаратом последней ступени устанавливают спрямляющие лопатки. Развившийся, но еще не способный к отрыву пограничный слой на лопатках первого ряда (НА) уходит в межлопаточные каналы спрямляющего аппарата. На лопатках СА заново развивающийся пограничный слой так же не успевает прийти до отрывного состояния.

Некоторые результаты исследования двухрядных ЛД представлены в [14]. На рис. 3.87 показаны диаграммы распределения невязких скоростей по поверхности лопаток 1-го и 2-го рядов при их разном взаимном положении. Наиболее гармоничны диаграммы при расстоянии лопаток 1-го ряда на 0,10 шага от задней поверхности лопаток 2-го ряда — это

верхняя левая диаграмма. Модельные испытания подтвердили более высокую эффективность такого варианта исполнения двухрядной конструкции. Хотя полученные значения КПД двухрядных ЛД вызывают некоторые сомнения, в целом их потенциальные возможности не вызывают сомнений. Вместе с тем, сейчас нет данных по отработанным модельным ступенями или проточным частям ЦК с двухрядными ЛД.

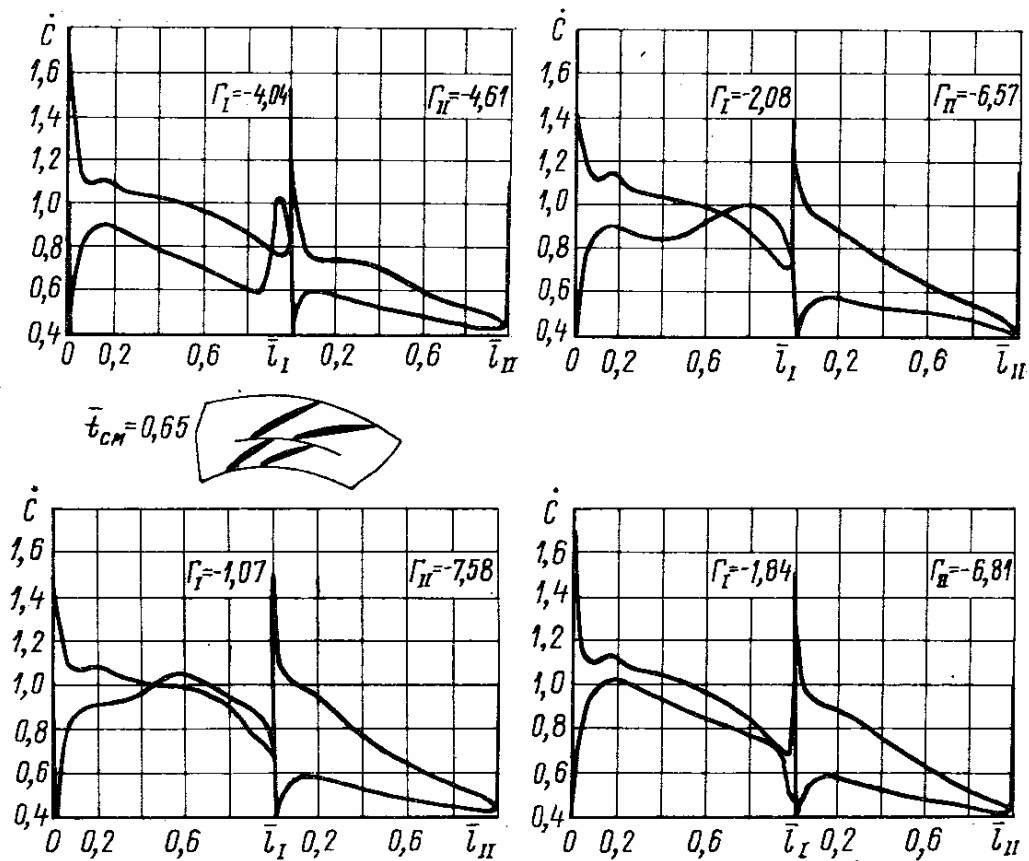


Рис. 3.87. Влияние взаимного положения лопаток двухрядного ЛД на распределение скоростей ($z_I = z_{II} = 20$, $\bar{r}_3 = 1,19$, $\bar{r}_{4I} = \bar{r}_{3II} = 1,31$, $\bar{r}_4 = 1,58$) [14]

Расчет параметров потока на выходе из ЛД.

Суть итерационного термодинамического расчета не отличается от расчета БЛД. Угол выхода потока из ЛД определяется отставанием от лопаток:

$$\alpha_4 = \alpha_{4л} - \Delta\alpha_4. \quad (3.105)$$

По [13] угол отставания следует рассчитывать по эмпирической

формуле:

$$\Delta\alpha_4 = \frac{0,346(\alpha_{л4} - \alpha_{л3})}{\sqrt{l/t_{cp}}}. \quad (3.106)$$

При обычных густоте $\frac{l}{t_{cp}} \approx 2,0$ и при разности углов

$\Delta\alpha_{л} = \alpha_{л4} - \alpha_{л3} = 0 \div 25^\circ$ углы отставания могут быть равны $2,5 \div 6,5^\circ$. Это практически соответствует данным расчетов по эмпирическим зависимостям в Методе универсального моделирования.

Необходимое для расчета параметров потока определение потерянного напора удобнее всего делать с помощью эмпирического

коэффициента потерь $\zeta_{лд} = \frac{h_{wлд}}{0,5c_2^2}$. Для ЛД среднерасходных

средненапорных ступеней с размерами, выбранными по приведенным выше рекомендациям $\zeta_{лд} \approx 0,12$. Расчет потерь и параметров потока с

учетом конкретных размеров, критериев подобия и режима работы выполняют программы Метода универсального моделирования. Общее замедление потока в безлопаточной и лопаточной частях ЛД лежит в

пределах $\dot{c} = \frac{c_4}{c_2} \approx 0,25 \div 0,35$. При коэффициенте потерь $\zeta_{лд} \approx 0,12$ это

соответствует КПД диффузора примерно 85%, что вытекает из приведенной выше зависимости $\eta_{лд} = 1 - \frac{\zeta_d}{1 - \dot{c}_{лд}^2}$. КПД лопаточных

диффузоров сильнее зависит от режима работы, что схематически показано на рис. 3.88.

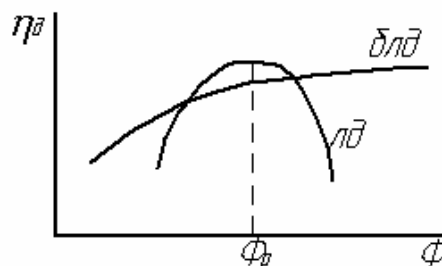


Рис. 3.88. Влияние Φ на КПД ЛД и БЛД

Обратно-направляющий аппарат.

Состав ОНА. Обратно-направляющий аппарат (ОНА) является последним, выходным элементом проточной части промежуточной ступени — рис. 3.89. Его назначение — подвести выходящий из диффузора газ (сечение «4») ко входу в рабочее колесо следующей ступени. Сечение «0» — вход в РК следующей ступени — совпадает с сечением «0'» — выход из ОНА. Типичный ОНА ступени ПЦК состоит из трех элементов:

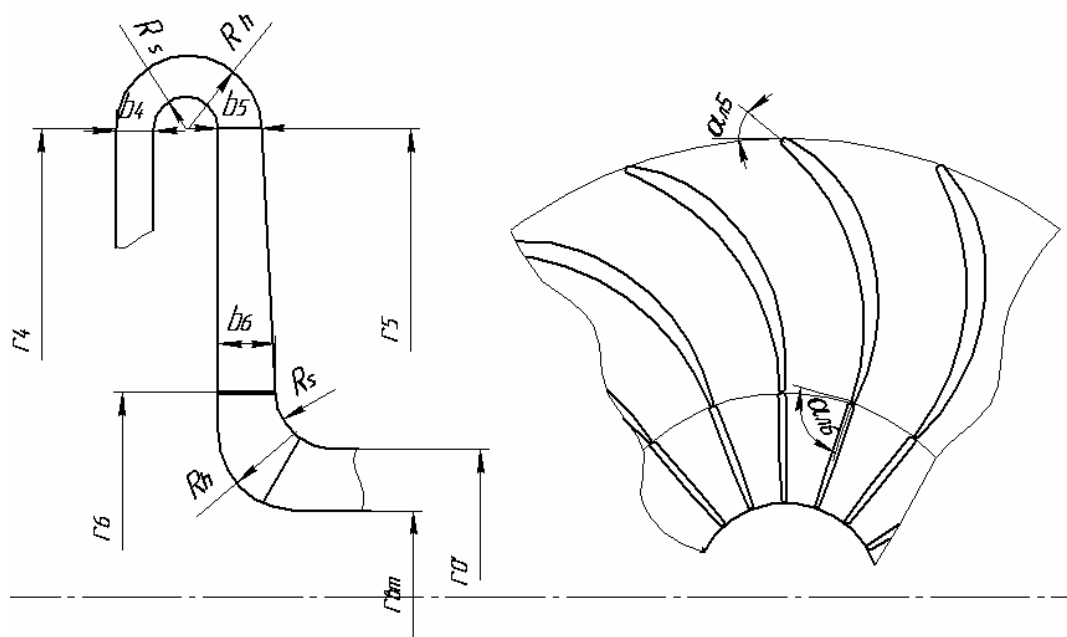


Рис. 3.89. Основные размеры ОНА в меридиональной и радиальной плоскостях

– осесимметричное поворотное колено (ОПК), сеч. «4»–«5». Его назначение — изменить «центробежное» направление потока на «центростремительное». В меридиональной плоскости поток разворачивается на 180° . У известных конструкций ОНА сечения «4» и «5» расположены на одинаковых расстояниях от оси ротора, т.е. $D_5 = D_4$;

– лопаточный аппарат (ЛА), сеч «5»–«6». Назначение — уменьшить до нуля закрутку потока, выходящего из диффузора. Тем самым обеспечивается отсутствие закрутки потока ($c_{u1} = 0$) на входе в РК следующей ступени. В воображаемом ОНА без лопаток движение газа от

сечения выхода из диффузора «4» до сечения выхода из ОНА «0'» происходило бы практически по закону постоянства циркуляции (уменьшение циркуляции из-за трения о стенки невелико). То есть, на входе в РК следующей ступени имела бы место положительная закрутка потока, примерно равная закрутке потока в сечении «б»: $c_{u6} \approx c_{u4} \frac{D_4}{D_6}$. Если диффузор безлопаточный, то эта закрутка была бы равна $c_{u6} \approx c_{u2} \frac{D_1}{D_2}$, и на входе в РК следующей ступени поток вращался бы быстрее рабочего колеса.

Таким образом, в ступени с БЛД лопатки ОНА выполняют ту же функцию, что и лопатки направляющего аппарата осевой ступени. Без них подвод к газу механической работы следующим рабочим колесом был бы невозможен. В ступени ПЦК с лопаточным диффузором раскрутка потока осуществляется совместно лопатками ЛД и ОНА;

– выходной кольцевой конфузор (ВКК) — сеч. «б»–«0'» для подвода газа к РК следующей ступени. В меридиональной плоскости поток поворачивает на 90° . В этом элементе обычно расположены спрямляющие лопатки, представляющие из себя радиальные пластины, продолжающие лопатки ОНА. Назначение спрямляющих лопаток — полностью исключить закрутку потока на входе в РК следующей ступени. Остаточная закрутка могла бы иметь место из-за отставания потока на выходе из лопаточного аппарата ОНА. Спрямляющие лопатки обычно конструктивно отделены от лопаточного аппарата. У некоторых крупных ПЦК лопаточный аппарат, спрямляющие лопатки и диафрагмы, образующие меридиональные обводы ОНА, отливаются совместно.

Особенности течения, влияние основных размеров ОНА.

Осесимметричное поворотное колено (ОПК). Здесь течение определяется двумя факторами:

– поворот потока в меридиональной плоскости с закономерностями, общими для обычных поворотных колен трубопроводов, градиент скоростей по нормали в которых определяется условием равновесия

газовых частиц на криволинейных траекториях $\frac{\partial c_m}{\partial n} = -\frac{c_m}{R_m}$ (R_m — кривизна траектории в меридиональной плоскости);

– градиенты давления и скорости по радиусу из-за вращения газа вокруг оси z со скоростью c_u : $\frac{\partial c_u}{\partial r} = -\frac{c_u}{r}$. Здесь закономерности аналогичны рассмотренному выше течению в БЛД с одной особенностью. До середины ОПК газ движется, удаляясь от оси ротора. Как и в БЛД скорость потока уменьшается, давление растет. Во второй половине ОПК движение центростремительное — скорость возрастает, давление падает.

Обычно применяемая форма поворотного колена — это дуги окружности радиусов R_s и R_h . Как и в плоском поворотном колене, основной фактор, контролирующий поведение потока — отношение R_s/b_4 . Вернемся к рассмотрению картины течения в поворотном колене, исследованной путем численного эксперимента. Расчеты в осесимметричных каналах, имитирующих часть БЛД, собственно ОПК и выход из поворотного колена сделаны при разных углах потока в БЛД для значений R_s/b_4 0,50; 0,76 и 1,0 — рис. 3.90 *а, б, в*. Углы потока $\alpha_4=12,55^\circ$ и $26,40^\circ$ соответствуют критическому и оптимальному режиму исследованной модельной ступени.

Течение в ОПК при угле 90° должно быть наиболее близко к течению в плоском колене. Поэтому картина течения на рис. 3.90, *в* практически такая же, как и в плоском колене. Несмотря на некоторую среднюю диффузорность колена при $b_5/b_4 = 1,13$ течение при большом радиусе кривизны $R_s/b_4 = 1,0$ безотрывное.

При вдвое меньшем радиусе имеет место замкнутая вихревая зона, начинающаяся на границе ОПК и лопаточного канала. Расчет выполнялся и для варианта с $R_s/b_4 = 0,76$. При чисто меридиональном течении зона отрыва и в этом случае не возникает. В начале ОПК в зоне диффузорности на вогнутой поверхности вихревая зона не образуется при всех трех исследованных R_s/b_4 .

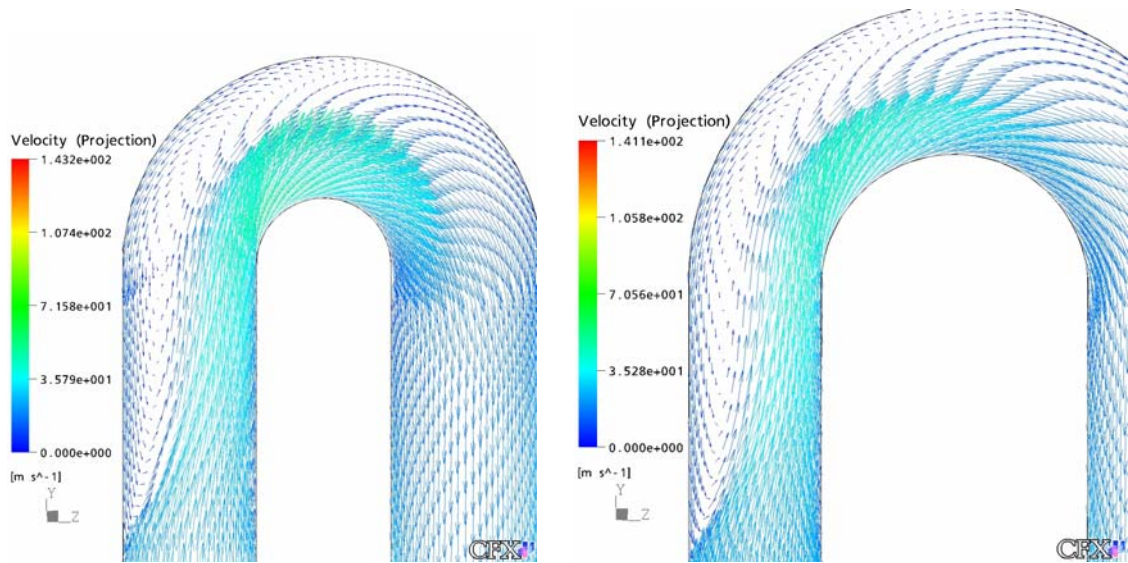


Рис. 3.90, а. Векторы скорости в ОПК с $R_s/b_4 = 0,5$ и $1,0$,
 $b_5/b_4 = 1,13$, $\alpha_4 = 12,55^\circ$

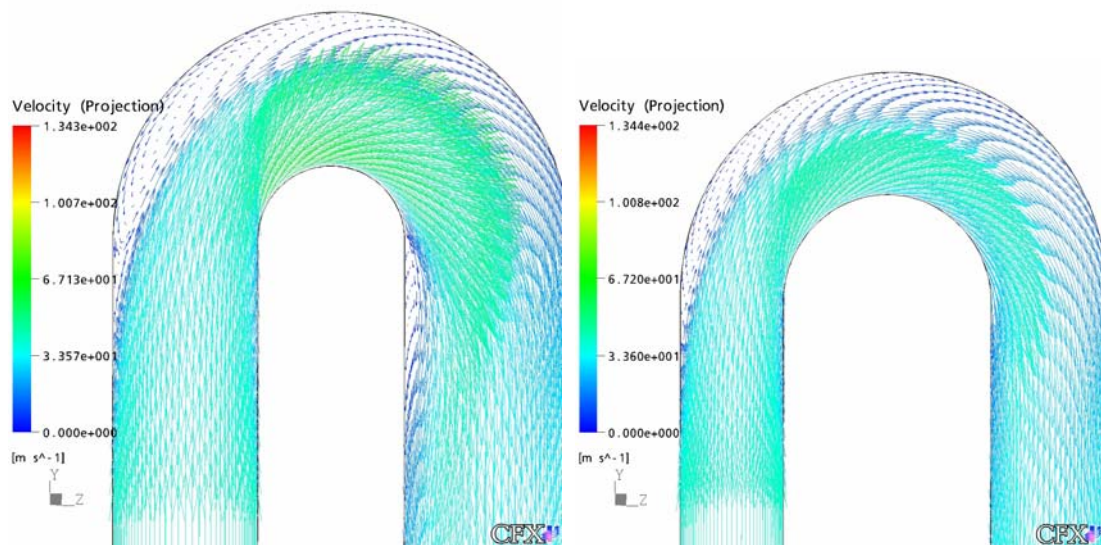


Рис. 3.90, б. Векторы скорости в ОПК с $R_s/b_5 = 0,5$ и $1,0$,
 $b_5/b_4 = 1,13$, $\alpha_4 = 26,40^\circ$

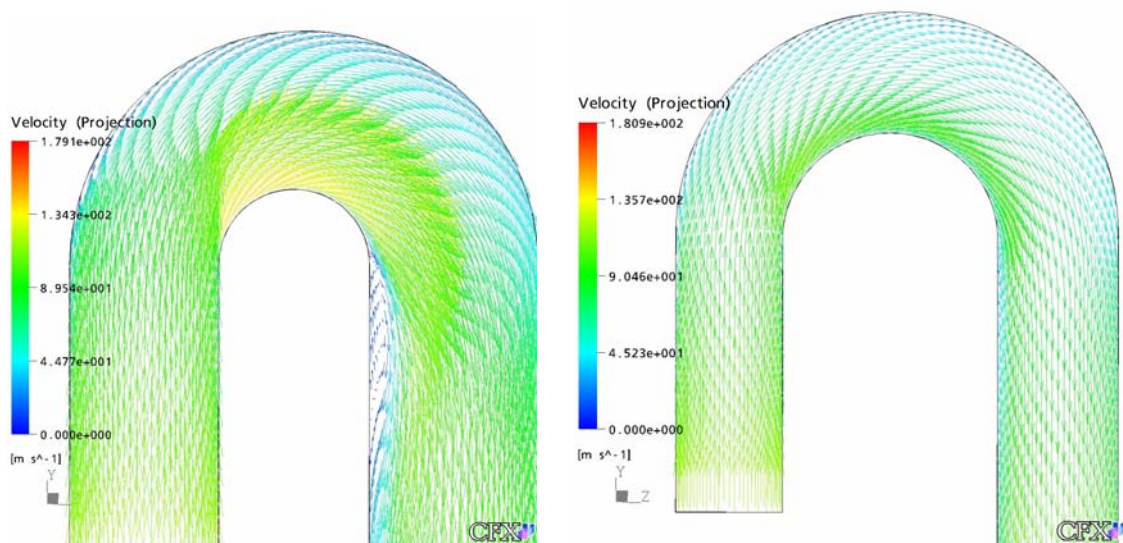


Рис. 3.90, в. Векторы скорости в ОПК с $R_s/b_4 = 0,5$ и $1,0$,
 $b_5/b_4 = 1,13$, $\alpha_4 = 90^\circ$

При течении с закруткой ($\alpha_4 < 90^\circ$) в первой половине ОПК проявляются особенности, характерные для безлопаточного диффузора, а во второй — для безлопаточного конфузора:

- во всех случаях в начале ОПК на вогнутой поверхности образуется вихревая зона, замыкающаяся в пределах примерно $2/3$ длины ОПК. Относительный радиус кривизны практически не влияет на интенсивность вихревой зоны;

- при минимальном из исследованных $\alpha_4 = 12,55^\circ$ соотношение между c_{r4} и c_{u4} равно примерно $1/5$ (0,223). Падение давления из-за роста c_{u4} во второй половине ОПК препятствует появлению зоны срыва на выходе из ОПК при всех $R_s/b_4 = 0,50 \div 1,0$;

- при $\alpha_4 = 26,40^\circ$ (оптимальный режим исследованной ступени) соотношение между c_{r4} и c_{u4} равно примерно $1/2$ (0,496). Падение давления из-за роста c_{u4} недостаточно для предотвращения срыва на выходе из ОПК при $R_s/b_4 = 0,50$. Однако при $R_s/b_4 = 1,0$ зоны срыва нет, так как местная диффузорность на выпуклой поверхности ОПК в этом случае меньше. Вихревая зона не возникает и при $R_s/b_4 = 0,76$.

На рис. 3.91 показаны зависимости коэффициента потерь ОПК

$\zeta_{\text{ОПК}} = 2h_{\text{вОПК}} / c_4^2$ от α_4 при исследованных R_s / b_4 . Обратим внимание на то, что ОПК с наименьшим R_s / b_4 имеет меньший коэффициент потерь при $\alpha_4 < 45^\circ$, то есть, в диапазоне рабочих режимов ступени. Видимо потери трения в более компактном варианте ОПК заметно меньше, что компенсирует более интенсивные вихревые потери.

Обсуждаемые выше результаты носят несколько абстрактный характер, так как не учитывалось влияние структуры потока на выходе из ОПК на последующий элемент — лопаточный аппарат ОНА. Очевидно, что вихревая зона на входе на лопатки ухудшит их обтекание и нежелательна поэтому. Вероятно, для среднерасходных ступеней следует выбирать относительный радиус закругления $R_s / b_4 \approx 0,75$, но и не менее 0,50, даже если этого требует уменьшение осевых размеров ступени. У малорасходных ступеней ширина диффузоров на выходе может быть очень мала и при указанных выше значениях R_s / b_4 толщина внутренней диафрагмы ОНА может оказаться недостаточной конструктивно или по прочностным соображениям. В этом случае R_s / b_4 следует выбирать исходя из этих соображений.

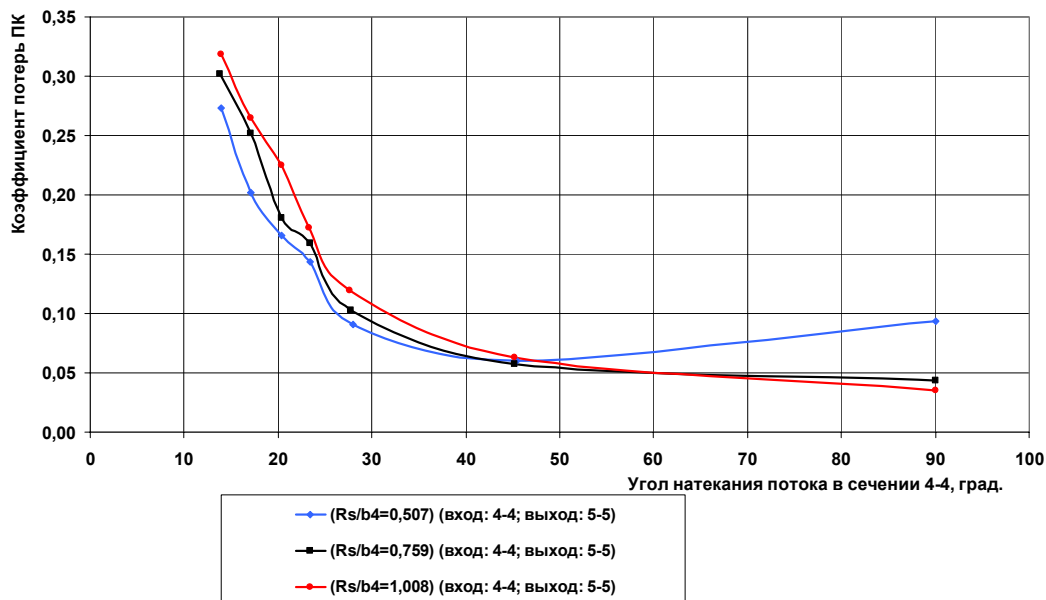


Рис. 3.91. Зависимости коэффициента потерь ОПК $\zeta_{\text{ОПК}} = 2h_{\text{вОПК}} / c_4^2$ от α_4 при исследованных R_s / b_4

Второе соотношение размеров, определяющее форму ОПК — это b_5/b_4 . До проведения исследований, показавших стабилизирующий эффект закрутки потока на выходе из ОПК, предлагалось принимать значения $b_5/b_4 < 1,0$ — по аналогии с обычным приемом уменьшения вихревых потерь в плоских коленах. Уменьшение вероятности отрыва потока на выходе из ОПК под воздействием поля давлений от закрутки потока позволяет принимать значения $b_5/b_4 > 1,0$ с целью снижения потерь в лопаточной части ОНА. На основании анализа результатов экспериментов в [14] приводится диапазон рекомендуемых значений $b_5/b_4 = f(\Phi_p)$ — рис. 3.92.

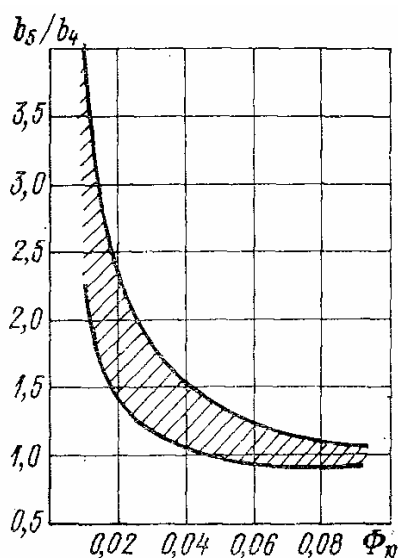


Рис. 3.92. Рекомендуемый диапазон b_5/b_4 в зависимости от коэффициента расхода РК

Как известно, относительная ширина диффузора пропорциональна расчетному коэффициенту расхода. Чем меньше Φ_p , тем меньше размер ОПК на входе b_4/D_2 и тем больший эффект дает расширение последующих каналов проточной части. Рекомендация на рис. 3.92 достаточно расплывчатая. Например, не учитывается тип диффузора: при прочих равных условиях b_4/D_2 больше при ЛД, чем при БЛД. Расчеты Методом универсального моделирования и опыт проектирования

показывают, что для среднерасходных ступеней хорошие результаты получаются при $b_5 = b_6$, т.е. когда лопаточная часть ОНА имеет постоянную ширину.

Лопаточный аппарат ОНА (ЛА ОНА). Форма лопаток в радиальной плоскости определяется необходимостью обеспечить безударный вход за счет выбора входного угла лопаток $\alpha_{л5} \approx \alpha_5 = \arctg \frac{c_{r5}}{c_{u5}}$ и обеспечить выход

с нулевой закруткой потока. Скорость на входе в лопаточный аппарат ОНА существенно меньше, чем на входе в рабочее колесо или в диффузор, но потери напора не маленькие из-за большого коэффициента потерь.

Лопатки ОНА достаточно нагружены. В ступени с БЛД они должны «раскрутить» поток, закрученный рабочим колесом. Циркуляция потока на лопатках ОНА равна $\Gamma_{ОНА} = \Gamma_{РК} K_{тр}$, где $K_{тр} \approx 0,75 \div 0,85$ учитывает снижение циркуляции из-за трения о стенки БЛД и ОПК. В ступенях с ЛД циркуляция $\Gamma_{ОНА} = (\Gamma_{РК} - \Gamma_{ЛД}) K_{тр ОПК}$ так же достаточно велика.

Изменение средней скорости можно оценить на основании следующих соображений. В ОНА в целом отношение скоростей $\dot{c}_{ОНА} = \frac{c_{0'}}{c_4}$.

Считая, что скорость на входе в РК проектируемой ступени такая же, как на входе в следующую ступень, и что диаметр входа в РК выбран по условию минимума относительной скорости $w_1' \rightarrow \min$, т.е.

$$\bar{D}_0^2 - \bar{D}_h^2 = 1,26 \left(\frac{K_F \Phi}{K_D \tau_1 \varepsilon_1} \right)^{2/3} :$$

$$\dot{c}_{ОНА} = \frac{c_{0'}}{c_4} \approx \frac{c_0}{c_4} = \frac{\bar{m}}{\rho_0 F_0 c_2 \dot{c}_d} = \frac{\Phi}{\varepsilon_0 (\bar{D}_0^2 - \bar{D}_h^2) \bar{c}_2 \dot{c}_d} = \frac{\Phi}{\varepsilon_0 1,26 \left(\frac{K_F \Phi}{K_D \tau_1 \varepsilon_1} \right)^{2/3} \bar{c}_2 \dot{c}_d} . (3.107)$$

Отношение коэффициентов сжимаемости $\varepsilon_0 / \varepsilon_1^{2/3}$ близко к единице. При типичных значениях $K_F = 0,95$, $K_D = 1,02$, $\tau_1 = 0,82$:

$$\dot{c}_{ОНА} \approx 0,73 \frac{\Phi^{1/3}}{\bar{c}_2 \dot{c}_d} \approx 0,73 \frac{\Phi^{1/3}}{\Psi_T \dot{c}_d} \cos \alpha_2 . (3.108)$$

В безлопаточных частях ОНА — в ОПК и в КК — изменение

скорости невелико и противоположно по знаку. Поэтому отношение скоростей в лопаточном аппарате ОНА достаточно корректно можно оценить по соотношению (3.108). Например, для типичных ступеней компрессоров ГПА с короткими БЛД при $\Phi_p = 0,050$, $\psi_T = 0,48$, $\alpha_2 = 18^\circ$, $\dot{c}_d = 0,65$ отношение скоростей в ОНА равно $\dot{c}_{ОНА} \approx 0,82$. Это небольшое замедление, но в сочетании со значительной циркуляцией потока на лопатках приводит к их достаточной нагруженности. «Нетипичные» ступени дожимных компрессоров при практически тех же параметрах, но с повышенными коэффициентами напора $\psi_T \approx 0,70$ требуют очень существенного замедления потока в ОНА: $\dot{c}_{ОНА} \approx 0,55$. Применение ЛД для таких ступеней предпочтительнее.

Разные фирмы предпочитают ЛА ОНА с разной формой лопаток и густотой решеток. Лопатки постоянной толщины с заострением выходной части и скруглением входной кромки были характерны для отечественных ПЦК в середине прошлого столетия. В СБК по компрессоростроению (г. Казань) лопатки ОНА получали путем конформного преобразования плоских решеток, испытанных в аэродинамических трубах. По опыту проектирования кафедры КВХТ СПбГПУ самые хорошие результаты показали ОНА с лопаточными аппаратами, подобными показанным на рис. 3.93, а, б, в. Объект испытаний и расчетов — малорасходная модельная ступень кафедры КВХТ типа П028/575/37 (условный коэффициент расхода $\Phi_p = 0,028$) с коротким безлопаточным диффузором. Визуализация зон отрыва осуществлялась путем ввода порошкового красителя в проточную часть на исследуемом режиме (отложение красителя — в зонах низких касательных напряжений, характерных для зон отрыва потока). Расчеты параметров потока сделаны по программе FLUENT 6.0*. Испытания и расчеты показали значительное развитие низкоэнергетических зон в лопаточном аппарате. Заслуживает внимания хорошее соответствие между зонами напыления (эксперимент) и зонами рассчитанных малых касательных напряжений, в которых краситель и должен прилипать к поверхностям проточной части.

* Расчеты выполнены в Центре Высокопроизводительных Вычислительных Кластерных Технологий СПбГПУ при консультациях проф. д.т.н. Н.Н. Шаброва. 297

Расчеты аналогичного аппарата, но спроектированного для модельной ступени с большим расходом и меньшим напором, показали более оптимистичные результаты — рис. 3.94. Это объясняется тем, что лопаточный аппарат ОНА малорасходной средненапорной ступени П028/575/37 более нагруженный, чем у среднерасходной низконапорной ступени П048/048/29. Замедление потока в них равно 0,55 и 0,80 соответственно.

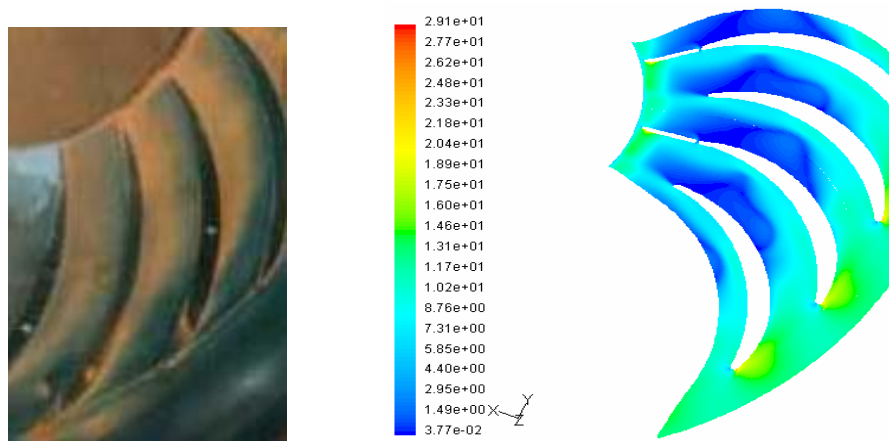


Рис. 3.93, а. Визуализация зон низких касательных напряжений порошковым красителем (фото слева) и расчетные значения касательных напряжений. Основной диск ЛА ОНА ступени типа П028/575/37, расчетный режим

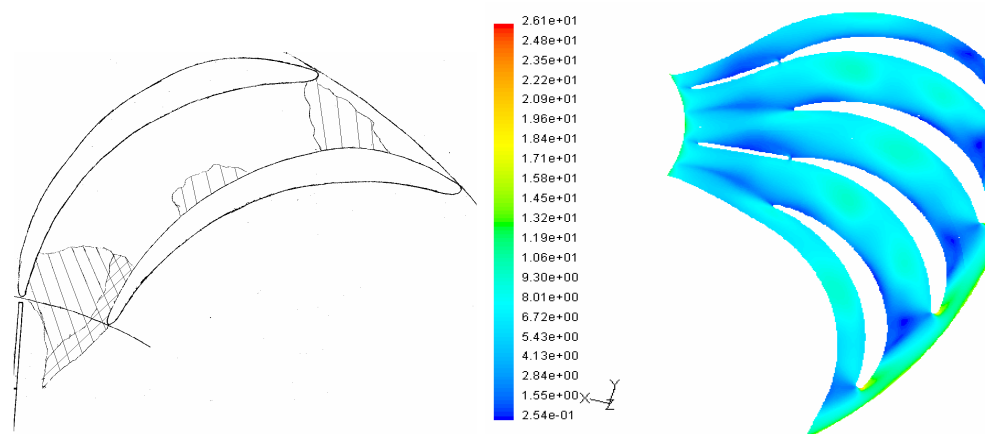


Рис. 3.93, б. Визуализация зон низких касательных напряжений порошковым красителем (зарисовка слева) и расчетные значения касательных напряжений. Покрывающий диск ЛА ОНА ступени типа П028/575/37, расчетный режим

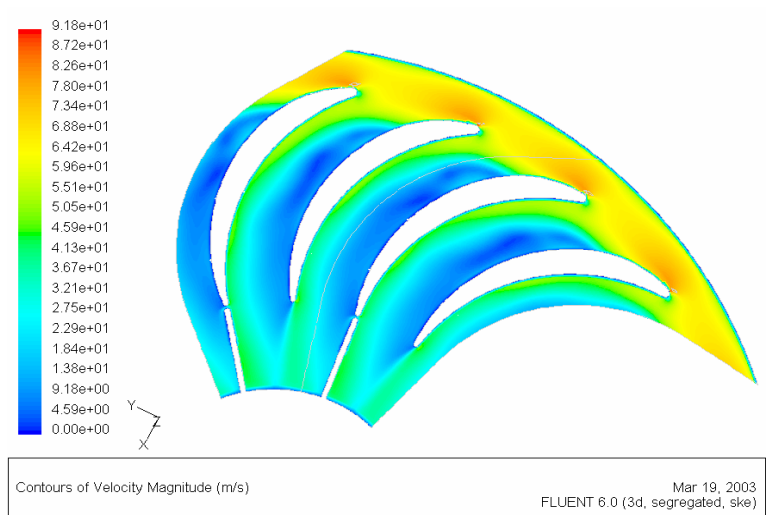


Рис. 3.93, в. Поле скоростей [м/с] в середине межлопаточного канала ОНА ступени П028/575/37. Расчетный режим

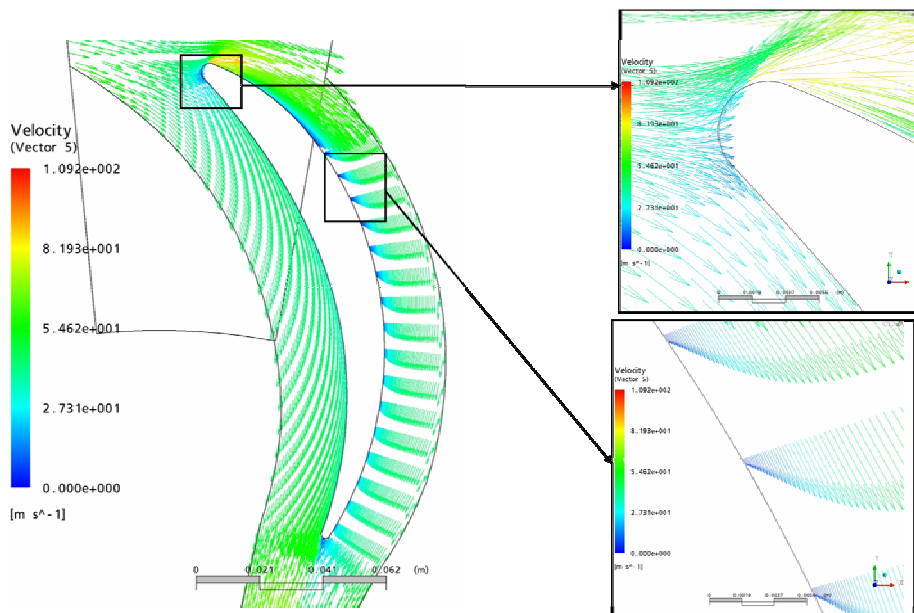


Рис. 3.94. Векторы скорости [м/с] в середине межлопаточного канала ОНА ступени П048/048/29. Расчет по программе CFX. Расчетный режим*

* Магистерская диссертация Д.А. Лаптевой, кафедра КВХТ, 2007 г. Расчеты выполнены в Учебно-научно-инновационном центре наукоёмких компьютерных технологий с помощью руководителя Центра проф. А. И. Боровкова и асс. САД/САМ/САЕ отделения вычислительного центра А. В. Гаева.

Кроме того, в более узких каналах малорасходной ступени сильнее сказывается отрицательное влияние ограничивающих поверхностей. Образующиеся на них вторичные течения захватывают большую часть межлопаточных каналов.

На рис. 3.95 измеренный при модельных испытаниях коэффициент потерь ОНА ступени П048/048/29 сопоставлен с расчетом по программе CFX. Имея в виду изложенные выше причины, по которым корректность поэлементных измерений нельзя считать абсолютной, совпадение расчетов с экспериментами в районе оптимального режима ступени можно признать удовлетворительной.

Лучшие результаты по данным кафедры КВХТ показывают лопаточные аппараты с большой густотой (24÷26 лопаток у рассмотренных выше ОНА) и относительно толстыми лопатками с $\delta_{\max}/D_2 \approx 0,040$. Расчеты показывают на возможность больших кромочных потерь на выходе из спрямляющих лопаток. Как показано на рис. 3.93, а, б спрямляющие лопатки тонкие, заостренные, и их вдвое меньше, чем лопаток ОНА. У лучших ОНА среднерасходных ступеней суммарный коэффициент потерь $\zeta_{\text{ОНА}} \approx 0,26 \div 0,27$, но существенно больше у ступеней малорасходных.

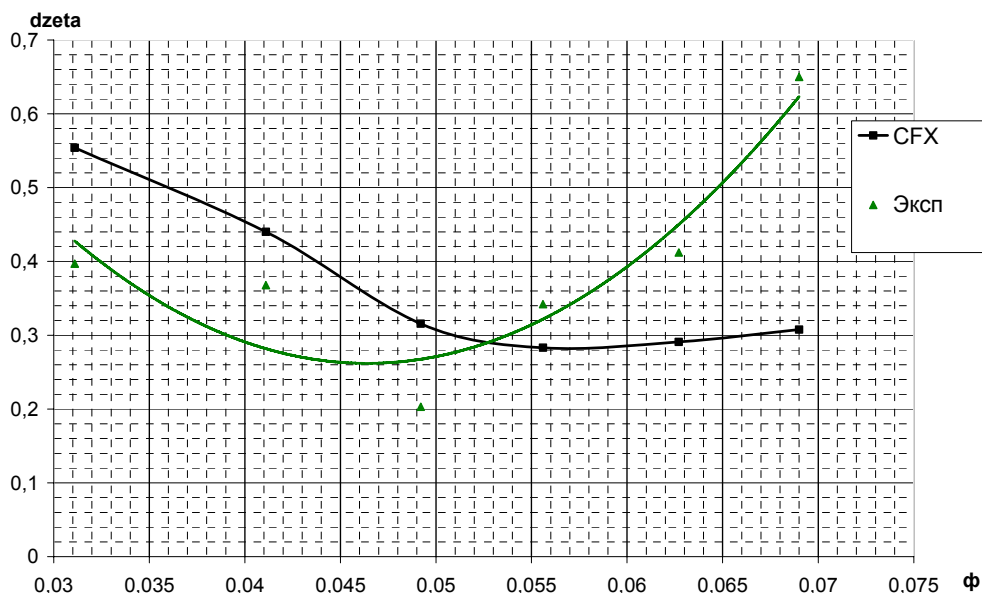


Рис. 3.95. Зависимость коэффициента потерь ОНА ступени П048/048/29 от режима работы

Выходной кольцевой конфузур (ВКК). Эксперименты кафедры КВХТ показали важность правильного выбора размеров этого элемента для эффективной работы последующей ступени:

– соотношение площадей начала/конца ВКК должно быть не менее $F_6 / F_{0'} \geq 1,15$;

– относительный радиус закругления выпуклой поверхности ВКК должен быть не меньше $R_{s6} / b_6 \geq 0,56$.

При выполнении этих условий характеристики последующих ступеней не отличаются от характеристик при испытании этих ступеней с осевым входом, обеспечивающим минимум искажения поля скоростей на входе в РК и пренебрежимо малые собственные потери.

Выбор размеров и расчет ОНА.

Выбор размеров соответствует рекомендуемой форме ОНА:

– в меридиональной плоскости между сечениями «5» и «6» диафрагмы имеют прямолинейные образующие;

– диаметры D_5 и D_4 равны;

– криволинейные поверхности ОПК и ВКК — дуги окружности.

Размеры входа в ОНА в сеч. «4» соответствуют размерам выхода из диффузора, а выхода в сеч. «0'» - размерам входа в РК следующей ступени:

$D_{0'} = D_{0(z+1)}$, $D_{h'} = D_{h(z+1)}$. Так как валы ПЦК обычно имеют веретенообразную форму для повышения их жесткости на изгиб, то диаметр втулки последующего РК может быть больше предыдущего в начале проточной части, и наоборот. Объемный расход уменьшается от ступени к ступени, поэтому обычно диаметры входа в РК $D_{0(z+1)}$ также уменьшаются.

Размеры сечения «6» вытекают из требований обеспечить ускорение потока в ВКК и достаточно большой радиус закругления выпуклой поверхности. При известных значениях $D_{0(z+1)}$ и $D_{h(z+1)}$ и выбранных

значениях $F_6 / F_{0(z+1)}$, R_{s6} / b_6 и так как $R_{s6} = \frac{R_{s6}}{b_6} b_6$,

$\pi D_6 b_6 = \frac{F_6}{F_{0'}} \pi (D_{0(z+1)}^2 - D_{h(z+1)}^2)$, то высота лопатки на выходе определяется

квадратным уравнением:

$$\frac{R_{s6}}{b_6} b_6^2 + D_{0(z+1)} b_6 - \frac{F_6}{F_0'} (D_{o(z+1)}^2 - D_{h(z+1)}^2) = 0, \quad (3.109, a)$$

$$D_6 = D_{0(z+1)} + R_{s6}. \quad (3.109, б)$$

Как указывалось, для среднерасходных ступеней лопаточный аппарат с $b_5 = b_6$ обычно оказывается вполне эффективным. Однако, если при этом условии соотношение $b_5/b_4 > 1,35 \div 1,45$, то высоту лопаток ОНА на диаметре D_5 следует уменьшить. Выбор соотношения $R_{s4}/b_4 = 0,50 \div 0,75$ завершает определение размеров ОНА в меридиональной плоскости.

По данным кафедры КВХТ для среднерасходных ступеней хорошие результаты дают лопаточные аппараты ОНА с довольно большой густотой $l/t_{cp} \approx 3,0$. Количество лопаток должно быть четным, так как с ЛА стыкуется спрямляющий аппарат, количество лопаток которого вдвое меньше.

При максимальной толщине лопаток $\delta_{max}/D_2 \approx 0,04$ входные и выходные кромки лопаток следует делать тонкими для уменьшения стеснения. Это относится и к выходным кромкам лопаток спрямляющего аппарата.

При расчете угла натекания изменением сжимаемости в ОПК можно пренебречь, тогда связь между углами на выходе из диффузора и на входе в ЛА с учетом трения:

$$\operatorname{tg} \alpha_5 \approx K_{тр} \frac{b_4}{b_5} \operatorname{tg} \alpha_4, \quad (3.110)$$

где $K_{тр} \approx 0,92 \div 0,95$.

Скорости потока в сечениях «4» и «5» показаны на рис. 3.96.

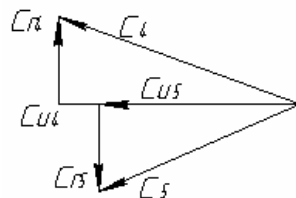


Рис. 3.96. Треугольники скоростей на выходе из диффузора и на входе в ОНА

Есть данные о том, что на расчетном режиме на входе в ЛА полезен небольшой угол атаки. Так как нагрузка лопаток ОНА сравнительно невелика, ее влиянием на перестройку потока можно пренебречь, и тогда (учет стеснения — по обычной процедуре):

$$\alpha_{л5} = \alpha'_5 + 2...3^\circ. \quad (3.111)$$

Выходной угол лопаток обычно принимают равным 90° , имея в виду, что последующие лопатки спрямляющего аппарата справятся с отставанием потока. Если число лопаток спрямляющего аппарата вдвое меньше числа лопаток ОНА, желательно приблизить угол выхода потока α_6 к 90° , приняв $\alpha_{л6} \approx 95^\circ$ — рис. 3.97.

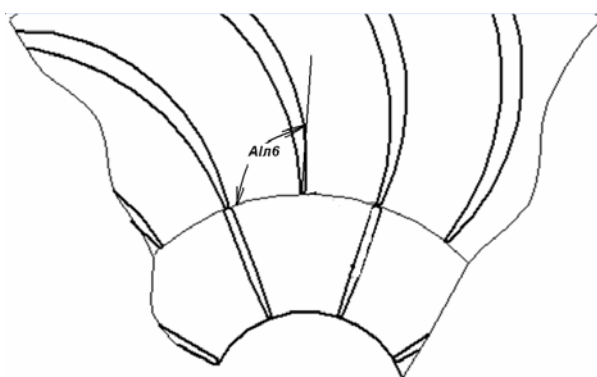


Рис. 3.97. Вид лопаток ОНА с $\alpha_{л6} \approx 95^\circ$ и вдвое меньшим числом спрямляющих лопаток

При расчете параметров потока на выходе из ОНА сжимаемостью можно пренебречь, так как выходе из диффузора — входе в ОНА числа Маха невелики. Как указывалось, коэффициент потерь у лучших ОНА среднерасходных ступеней может быть на уровне $0,26 \div 0,30$, значительно возрастая у малорасходных ступеней. У ступеней с БЛД на нерасчетных режимах потери в ОНА растут из-за углов атаки. Однако и у ступеней с ЛД на нерасчетных режимах структура потока на входе в ОНА становится неблагоприятной. На рис. 3.98 из [14] показан характер изменения коэффициента потерь при изменении режима работы для обоих случаев.

Несмотря на снижение скорости газа в диффузоре и небольшой уровень кинетической энергии в ОНА, потери КПД в этом элементе значительны, особенно для ступеней с БЛД. Например, для типичной модельной ступени компрессора ГПА с коротким БЛД при $\psi_T = 0,50$,

$\bar{c}_2 = 0,53$, $\dot{c}_d = 0,7$ и коэффициенте потерь ОНА $\zeta_{ОНА} = 0,30$:

$$\Delta \eta_{ОНА} = \frac{\zeta_{ОНА}}{2\psi_T} (\bar{c}_2 c_d)^2 \approx 4\%. \quad \text{Поэтому} \quad \text{обратно-направляющим}$$

аппаратам следует уделять достаточное внимание. Обсуждавшиеся выше коэффициенты потерь ОНА получены при испытании механически обработанных проточных частей с достаточной чистотой поверхности и правильностью формы. Отливка ОНА, без последующей механической обработки, приведет к худшим результатам. Есть и другой аспект вопроса. Известна публикация о ЦК высокого давления для газлифта, при пуске которого на морской платформе эксплуатация оказалась невозможной из-за недопустимого уровня вибрации. Проблема была решена заменой литых ОНА на механически обработанные.

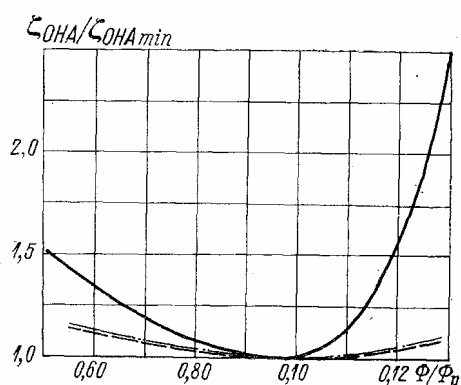


Рис. 3.98. Обобщенные характеристики ОНА при работе в ступенях с ЛД и БЛД: сплошная линия — БЛД; штриховая — ЛД

3.4. ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ ПОТОК В ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ

Постановка задачи.

Выше анализ изменения параметров потока в проточной части проводился, главным образом, в одномерной постановке, а именно, рассматривалось изменение скоростей и потери напора в направлении движения газа от одного контрольного сечения к другому. Двухмерный характер потока анализировался в связи с вопросом профилирования лопаток РК. На средней по высоте лопаток поверхности тока рассматривалось обтекание поверхности давления и поверхности разрежения. Двухмерный осесимметричный поток анализировался

применительно к БЛД и поворотному колену ОНА.

Реальный поток трехмерен, так как обтекание лопаток РК (и других элементов тоже) по высоте неодинаково, как это имеет место в ступени осевого компрессора. В осевом компрессоре главной причиной пространственного характера течения является изменение окружной скорости по радиусу $u = \omega r$. В центробежном компрессоре главная причина неравномерности потока по высоте лопаток — повороты потока в меридиональной плоскости. Кроме того, влияют и вязкие эффекты — трехмерные пограничные слои, зоны отрыва.

В центробежных ступенях наиболее важно учитывать изменение параметров по высоте лопаток на входе в РК. Именно там поток поворачивает из осевого направления в радиальное при высоком уровне скоростей и наибольшей высоте лопаток. Перед лопатками ОНА поток поворачивает на 180° , но в ОНА на порядок ниже уровень кинетической энергии. На входе в диффузор поток неравномерен по высоте лопаток из-за эффектов вязкости, проявляющихся на выходе из рабочего колеса. Ниже будут рассмотрены вопросы, связанные с трехмерным характером течения в рабочих колесах.

Измерения и расчеты показывают, что на входе в РК вязкие эффекты не играют существенной роли. Кроме того, очень близким приближением к действительности является схема квазитрехмерного течения. Подтверждением этих тезисов служит сопоставление результатов измерения поверхностных скоростей с помощью передатчика давления с РК на неподвижный манометр и невязких квазитрехмерных расчетов [14]. Сопоставление для одного из РК представлено на рис. 3.99.

Эти и другие многочисленные результаты измерения показывают следующее:

- на расчетном режиме и при расходе больше расчетного характер диаграмм и уровень скоростей совпадают удовлетворительно от начала лопаток до примерно 80% их радиальной протяженности;

- измеренные и рассчитанные диаграммы одинаково демонстрируют влияние ударного обтекания — отрицательная нагрузка лопаток на входе

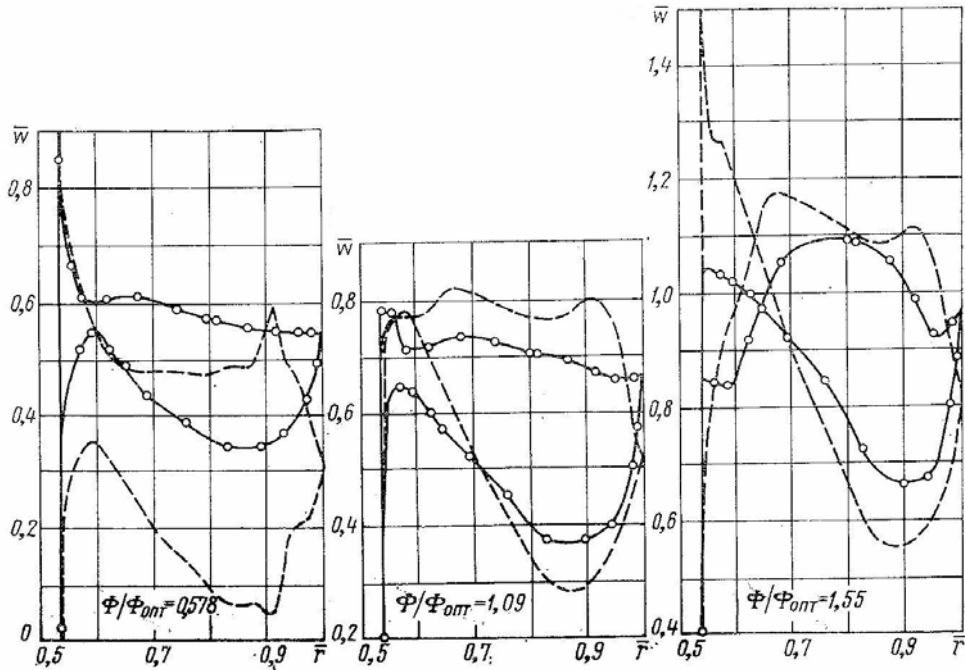


Рис. 3.99. Обтекание лопаток РК: штриховые линии — расчет; сплошные линии с кружками — эксперимент

при $\Phi > \Phi_p$, $i_1 < 0$, и повышенная нагрузка на входе при $\Phi < \Phi_p$, $i_1 > 0$;

– на выходном участке невязкая диаграмма демонстрирует разгрузку лопаток за счет ускорения потока на передней стороне и замедления с другой стороны;

– в реальном течении быстрая разгрузка вызывает образование «следа»: на задней поверхности замедление прекращается, скорость на передней поверхности на диаметре D_2 увеличивается до скорости в точке отрыва (образуется течение «след — струя» с последующими потерями смешения в диффузоре);

– нагрузка лопаток при реальном вязком обтекании меньше, что связано с описанным выше влиянием вязкости. Большая нагрузка при невязком обтекании — причина более высоких скоростей на задней поверхности при $\Phi \geq \Phi_p$;

– при расходе меньше расчетного измеренная диаграмма скоростей лежит много выше рассчитанной, и даже выше реальной диаграммы на расчетном режиме. Это связано с появлением обширной вихревой зоны в

самом начале безлопаточных каналов при больших положительных углах атаки. Вихревая зона уменьшает сечение канала для активной части потока, скорости растут.

Расчеты невязкого квазитрехмерного обтекания лопаток РК широко используются в практике проектирования кафедры КВХТ для качественной оптимизации лопаточных аппаратов, уточнения условия безударного обтекания и теоретического напора РК. Такой прием позволил выполнить десятки газодинамических проектов ПЦК, обеспечивших требования ТЗ без экспериментальной проверки или доводки проточной части [17].

Квазитрехмерный поток в рабочих колесах ступеней ПЦК.

На рис. 3.100 показана схема проточной части среднерасходного средненапорного РК ПЦК с лопатками цилиндрической формы. Напомним, что цилиндрической называется поверхность, образованная параллельным перемещением прямой линии. У РК ПЦК образующие поверхностей лопаток параллельны оси ротора.

В предшествующем межлопаточному каналу осесимметричном кольцевом канале поток поворачивает на 90° , поэтому можно было бы ожидать отрыва потока на его выпуклой поверхности из-за известного явления — образования сильного местного замедления потока в конце поворота. На рис. 3.101 показано изменение меридиональных скоростей в

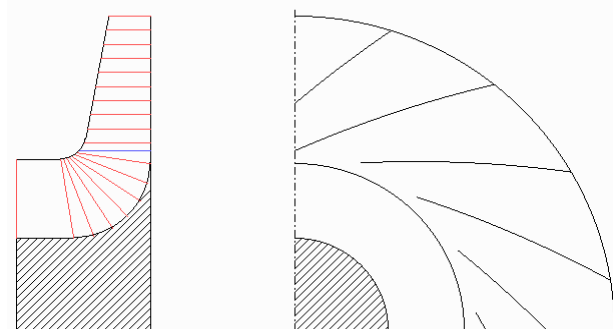


Рис. 3.100. Схема проточной части среднерасходного средненапорного РК ПЦК

восьми слоях по высоте лопаток рабочего колеса, представленного на рис. 3.100. Расчет сделан с помощью программы ЗДМ.2ДС — невязкое квазитрехмерное течение с приближенным учетом сжимаемости.

Меридиональная скорость на крышке в середине поворота достигает 0,4 от окружной скорости РК и быстро уменьшается уже в межлопаточном канале.

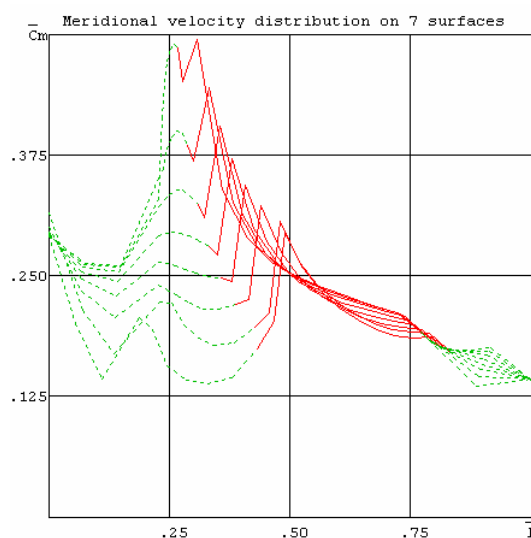


Рис. 3.101. Меридиональные скорости в РК на восьми ОПТ (красным показана область межлопаточных каналов)

Замедление потока вдоль покрывающего диска в неподвижных поворотных коленах приводит к отрыву. При статической продувке моделей таких каналов типичных РК отрыв потока действительно фиксировался [14]. Однако при измерениях и визуализации потока в РК отрывы на покрывающем диске обнаружены не были. Причины подавления отрыва заключаются в следующем.

Вдоль границы пограничного слоя на крышке меридиональная скорость c_{ms} меняется так, как показано на рис. 3.101. В пограничном слое за счет вязкости газа скорость приобретает закрутку $\vec{c}_{nc} = \vec{c}_{ms} + \vec{c}_{us}$. Окружная составляющая тем больше, чем ближе газовая частица к поверхности вращающейся крышки. На поверхности лопатки частица вращается со скоростью $\vec{c}_{us} = u = \omega r$ при $\vec{c}_{ms} = 0$. Центробежная сила

$dP_{ц} = dm \frac{c_{us}^2}{r}$ прижимает ее к поверхности и стремится продвинуть ее вглубь проточной части, т.е. препятствует отрыву — рис. 3.102.

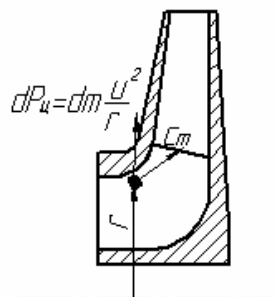


Рис. 3.102. Центробежная сила, действующая на частицы газа, находящиеся вблизи покрывающего диска

Внутри межлопаточных каналов процесс подавления отрыва продолжается за счет вторичных течений на ограничивающих поверхностях. На газовые частицы, движущиеся в ядре потока со скоростью $w_{\text{я}}$ действует Кориолисова сила $dP_{\text{Кя}} = dm2\omega w_{\text{я}}$, направленная перпендикулярно к вектору скорости и прижимающая поток к передней поверхности лопаток — рис. 3.103. На основном и на покрывающем диске межлопаточного канала возникают вторичные течения, направленные по нормали от передней к задней поверхности, т.е. перпендикулярные основному течению. Так как скорость вторичного потока перпендикулярна скорости в ядре по определению, то Кориолисова сила $dP_{\text{Кпс}} = dm2\omega w_{\text{пс}}$ направлена в сторону основного движения газа. Кориолисова сила в пограничных слоях на основном и покрывающем дисках оказывается достаточно большой, чтобы препятствовать отрыву.

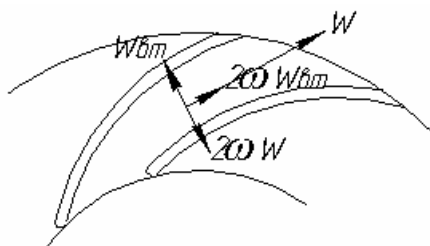


Рис. 3.103. Кориолисова сила, действующая на частицы пограничных слоев на основном и покрывающем диске (совпадает с направлением движения ядра потока)

Благодаря описанным процессам пограничные слои на

ограничивающих поверхностях РК и в межлопаточных каналах вплоть до зоны возникновения «следа» тонкие. Поле скоростей и давлений определяется поведением невязкого ядра и квазитрехмерные невязкие расчеты дают хорошее представление о поведении реального потока.

На рис. 3.101 где представлено поле меридиональных скоростей, область межлопаточного канала выделена красным цветом. Сильное изменение меридиональной скорости вдоль входной кромки, параллельной оси ротора, ведет к столь же сильному изменению угла натекания $\beta_1 = f(z)$ — рис. 3.104.

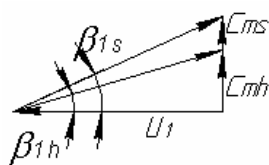


Рис. 3.104. Входные треугольники скоростей у основного и покрывающего диска (с индексом «*h*» — у основного диска, с индексом «*s*» — у покрывающего диска)

Этот факт объясняет различие в диаграммах поверхностных скоростей на втулочной, средней и периферийной ОПТ у рабочего колеса по схеме, показанной выше на рис. 3.100. Диаграммы на трех ОПТ представлены на рис. 3.105.

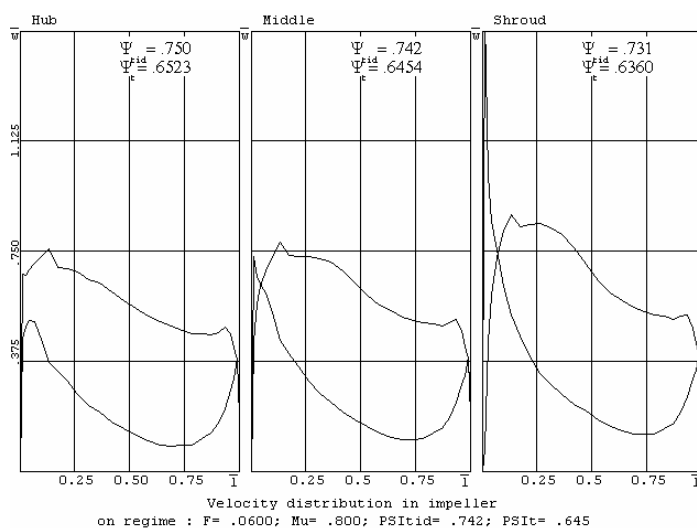


Рис. 3.105. Диаграммы скоростей потока на поверхности лопатки на трех ОПТ: слева — у основного диска; в центре — по середине между основным диском и периферийной ОПТ; справа — на периферийной ОПТ

На средней поверхности тока обтекание характеризуется незначительным отрицательным углом атаки. Такой угол атаки уменьшает пик скорости при обтекании входной кромки и рекомендуется для расчетного режима в [14]. У основного диска угол натекания $\beta_{1h} < \beta_{1cp}$, что ведет к увеличению нагрузки на входе в межлопаточный канал. При пониженной кинетической энергии это не вызывает опасений роста потерь. Основная проблема — обтекание лопаток на периферийной ОПТ с большой скоростью на входе и с отрицательным углом атаки на расчетном режиме.

Итак, цилиндрическая лопатка с входной кромкой, параллельной оси ротора удобна технологически, так как лопатки целиком могут быть получены обработкой цилиндрической фрезой простым ее перемещением вокруг контура лопатки. К сожалению, такая форма входной кромки не соответствует трехмерному характеру течения на входе в лопаточный аппарат РК, не обеспечивая благоприятного обтекания лопаток по всей их высоте.

Эмпирически проверенным известным способом приспособления цилиндрической лопатки к пространственному натеканию является наклон образующей входной кромки на угол $\approx 15^\circ$ [13]. Так как при этом $u_s = \omega r_s > u_h = \omega r_h$, угол атаки у покрышки несколько снижается.

По опыту проектирования кафедры КВХТ еще более эффективна форма входа в межлопаточный канал, показанная на рис. 3.106. Наклонная входная кромка пересекается с увеличенным радиусом закругления покрывающего диска R_s под углом $\gamma \approx 45^\circ$ (в данном случае). Угол γ — это угол между касательной к окружности радиуса закругления и радиальным направлением.

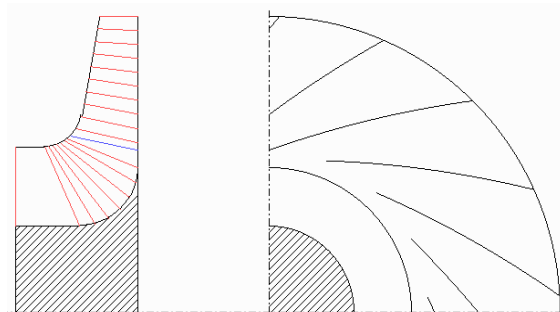


Рис. 3.106. РК ПЦК с меридиональной формой входа, учитывающей пространственный характер натекающего потока

Из геометрических соображений следует, что лопаточный угол, образованный пересечением цилиндрической поверхности лопаток с углом $\beta_{л}$ радиусом R_s равен:

$$\cos \beta_{лs} = \cos \beta_{лl} \cdot \cos \beta_{\gamma l}, \quad (3.112)$$

т.е. $\beta_{лs} > \beta_{лl}$ и отрицательный угол атаки меньше (по абсолютному значению), чем при радиальном натекании на лопатки.

При подборе угла наклона входной кромки, радиуса закругления покрывающего диска и точки их пересечения соотношения размеров входа надо корректировать, чтобы получить наилучшие условия входа потока по всей высоте лопаток. В результате может быть получено более равномерное поле меридиональных скоростей и благоприятное обтекание лопаток по высоте входных кромок — рис. 3.107.

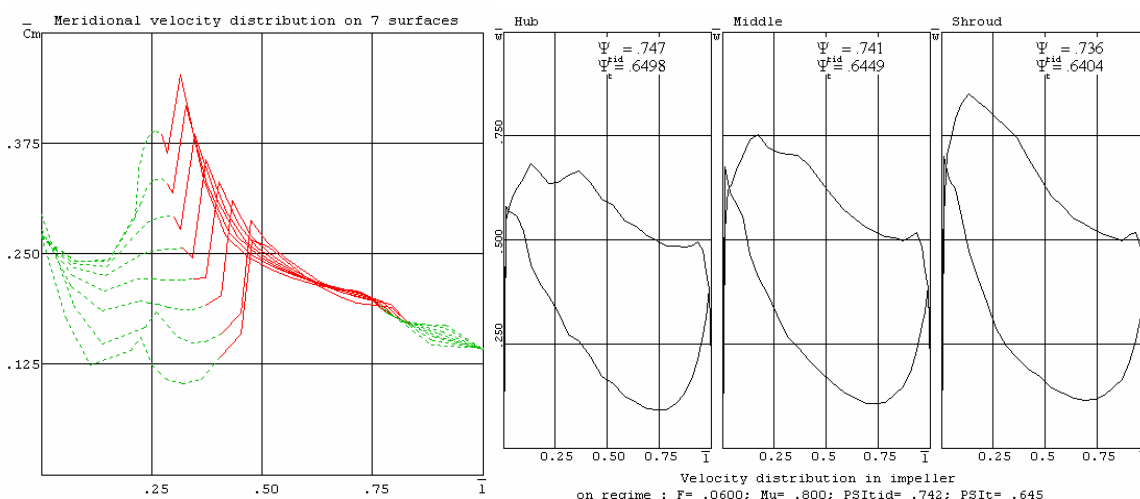


Рис. 3.107. Меридиональные скорости в тщательно спроектированном РК (слева) и диаграммы поверхностных скоростей, соответствующие благоприятному обтеканию лопаток (справа)

Возможности известных способов приспособления лопаток цилиндрической формы к пространственному натекающему потоку уменьшаются с ростом относительной высоты лопаток b/D_2 , т.е. с ростом Φ_p . Опыт проектирования показывает, что при $\Phi_p > 0,080 \div 0,090$ следует применять осерадиальные рабочие колеса с лопатками пространственной формы.

Осерадialные пространственные РК (ОРК).

Исходные положения. Основные свойства таких РК рассматривались выше. Отметим, что у «классических» РК при больших Φ_r , помимо аэродинамических проблем, возникают так же проблемы прочности в поле центробежных сил. Высокие лопатки создают повышенную изгибающую нагрузку на основной диск. У РК ПЦК покрывающий диск с большим диаметром расточки D_0 испытывает повышенные растягивающие напряжения. Осерадиальные РК и в этом отношении более органичны.

В настоящее время для профилирования лопаточных аппаратов ОРК рационально применять анализ невязкого квазитрехмерного потока. Как показано выше, рассчитанные диаграммы поверхностных скоростей достаточно информативны, а возможности современных ПК позволяют сравнительно быстро анализировать большое количество вариантов лопаток для выбора наиболее подходящего из них. В основе расчета лежит условие равновесия газовых частиц по нормали к направлению потока в меридиональной плоскости, рис. 3.108.

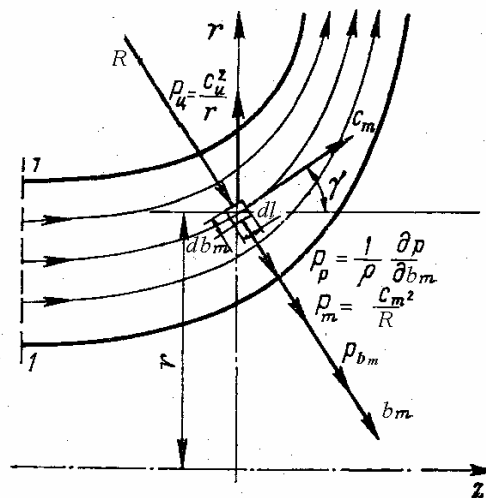


Рис. 3.108. Течение газа в проточной части РК в меридиональной плоскости

Градиент давления в направлении высоты лопатки в меридиональной плоскости связан с воздействием следующего:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial b_m} = -\frac{c_m^2}{R} + \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma + P_{bm} \quad (3.113)$$

Здесь:

– $\frac{c_m^2}{R}$ — центростремительное ускорение от движения газовых частиц

по криволинейной траектории в меридиональной плоскости;

– $\frac{c_u^2}{r} \cos \gamma$ — проекция центростремительного ускорения от вращения

газовых частиц вокруг оси ротора на направление нормали, γ — угол между нормалью b и радиальным направлением;

– P_{bm} — проекция на направление b_m условно введенной массовой силы, которая заменяет воздействие градиента давления между лопатками на равновесие газовых частиц.

На рис. 3.109 показана развертка на плоскость кольцевого сечения лопаточного аппарата по нормали b_m . При произвольной форме лопаточной решетки поверхность лопатки наклонена относительно меридиональной плоскости на угол χ . Разность давлений по шагу между лопатками направлена перпендикулярно поверхности лопаток. Сила от разности давлений проектируется на направление u и на направление нормали b_m , влияя на равновесие газовых частиц.

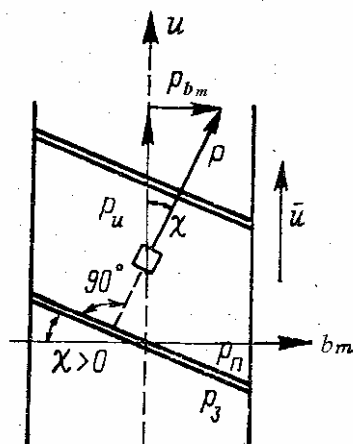


Рис. 3.109. Сечение лопаток РК по оси b_m , перпендикулярное к меридиональной плоскости

Для реализации квазитрехмерного анализа вводится упрощающее допущение о бесконечном числе лопаток, что делает поток

осесимметричным. Воздействие лопаток на равновесие по направлению b_m необходимо учесть, для чего и вводится условная массовая сила P_{bm} . Эта сила должна имитировать воздействие нагрузки лопаток в обоих направлениях, и u , и b_m . То есть, массовая сила P должна создавать такой же момент dM_z относительно оси вращения РК, что и реальная разность давлений $\Delta p = p_1 - p_3$. Тогда:

$$dM_z = \Delta p \cdot db \cdot dr \cdot zr = P_u 2\pi r \tau db \cdot dr \cdot \rho r, \quad (3.114)$$

где $2\pi r \tau \cdot dl_m \cdot db_m \cdot \rho$ — масса газа в выделенном элементе, $P_u = P \cos \chi$,

и

$$P_u = \frac{z}{2\pi r} \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{z}{2\pi r} w \Delta w, \quad P_{bm} = \frac{z}{2\pi \tau} \frac{\Delta p}{\rho} \operatorname{tg} \chi. \quad (3.115)$$

В соответствии с теоремой об изменении количества движения $dM_z = d(d\bar{m}c_u r) = 2\pi r \tau db_m \rho d(c_u r)$, откуда после очевидных преобразований

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{2\pi \tau}{z} c_m \left(r \frac{\partial c_u}{\partial l_m} + c_u \sin \gamma \right), \text{ и так как } \vec{c}_u = \vec{w}_u + \vec{u}, \quad c_u = c_m \operatorname{ctg} \beta:$$

$$P_{bm} = c_m \left(2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right) \operatorname{tg} \chi. \quad (3.116)$$

Градиент давления в направлении нормали b_m , участвующий в уравнении равновесия (3.113) определяется изменением полного давления в относительном движении $\tilde{p}^* = p_1^* + 0,5\rho u^2$ и относительной скорости $w = c_m \sin \beta$ (невязкое течение):

$$\frac{\partial p}{\partial b_m} = \frac{\partial(\tilde{p}^* - 0,5\rho w^2)}{\partial b_m} = \omega^2 r \cos \gamma + \frac{c_m^2}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial \beta}{\partial b_m} - \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial b_m}. \quad (3.117)$$

Уравнение равновесия по нормали b_m в квазитрехмерном представлении ($c_u = u - c_m \operatorname{ctg} \beta$):

$$\begin{aligned} & \omega^2 r \cos \gamma + \frac{c_m^2}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial \beta}{\partial b_m} - \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial b_m} = \\ & = -\frac{c_m^2}{R} + \frac{(u - c_m \operatorname{ctg} \beta)^2}{r} \cos \gamma + c_m \left(2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right) \operatorname{tg} \chi. \end{aligned} \quad (3.118)$$

Итак, в общем случае движения в осерадиальной вращающейся решетке поле параметров — в данном случае поле меридиональных скоростей — зависит от меридиональной формы решетки (радиус кривизны ОПТ R и угол γ), от углов потока в относительном движении $\beta = \beta_n - \Delta\beta$, т.е. от формы профиля на ОПТ.

Так как для невязкого потока $\frac{\Delta p}{\rho} = w \Delta w$, то из примененной выше теоремы об изменении момента количества движения следует:

$$\Delta w = \sin \beta \frac{2\pi\tau}{z} \left(2\omega \sin \gamma + \frac{c_m}{\sin^2 \beta} \frac{\partial \beta}{\partial l_m} - \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial c_m}{\partial l_m} - \frac{c_m}{r} \operatorname{ctg} \beta \cdot \sin \gamma \right). \quad (3.119)$$

К рассмотренным соотношениям следует добавить тригонометрическую взаимозависимость между углом потока β на ОПТ, углом навала χ , углом наклона ОПТ по отношению к радиальному направлению γ и радиусом кривизны ОПТ R :

$$\frac{\partial \beta}{\partial b_m} = -\frac{\sin^2 \beta}{\cos^2 \chi} \frac{\partial \chi}{\partial l_m} - \sin \beta \cdot \cos \beta \left(\frac{1}{R} + \frac{\cos \chi}{r} \right). \quad (3.120)$$

Приведенные соотношения демонстрируют сложный характер взаимосвязи геометрических параметров ОРК между собой и с полем скоростей потока. Ниже рассмотрены основные положения метода профилирования ОРК, применяемого на кафедре КВХТ СПбГПУ.

Профилирование ОРК с использованием программы расчета невязкого квазитрехмерного обтекания. При выборе меридиональных размеров РК трудно сформировать строгий канон, подобный изложенному выше применительно к РК ПЦК. В разработанной и применяемой на кафедре КВХТ программе 3ДМ.023 меридиональный контур РК описывается прямыми линиями и дугами окружности (рис. 3.110) (возможно задание контуров любой формы набором точек в

прямоугольной системе координат).

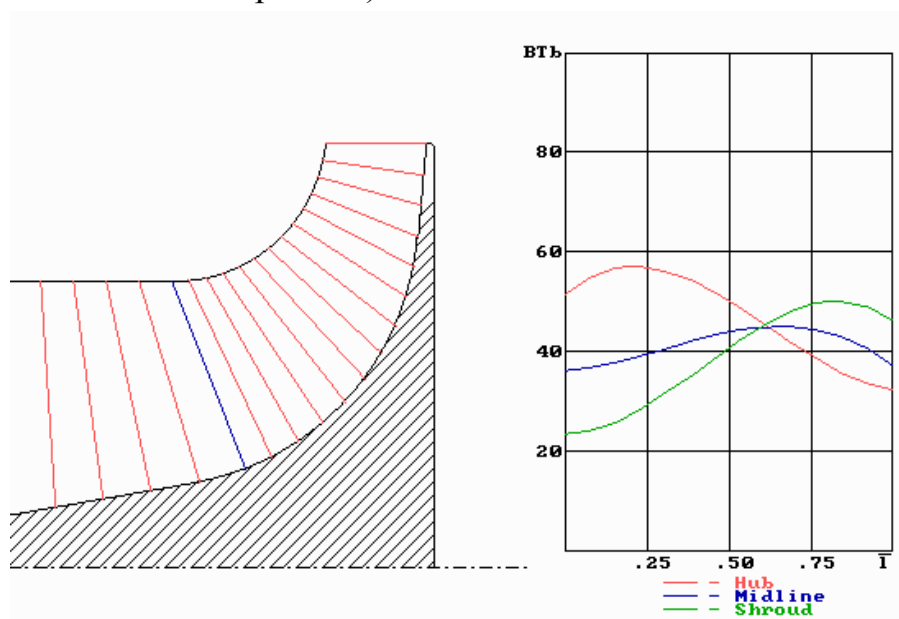


Рис. 3.110. Пример задания формы высокорасходного ОРК в программе расчета невязкого квазитрехмерного потока 3ДМ.023

Как обычно, диаметр втулки задан, диаметр входа D_0 можно оценить по формуле минимума скорости на входе в РК. Следует помнить, что это значение обеспечивает минимум w_1' именно на диаметре D_0 , а не в среднем по высоте лопатки, поэтому входной диаметр может корректироваться в процессе анализа диаграмм поверхностных скоростей на лопатках. Высота лопаток на выходе выбирается на основе тех же соображений, что и у РК ПЦК. Осевая протяженность РК, положение входной кромки, радиусы закругления поверхностей основного и покрывающего диска выбираются по опыту проектирования и расчета более или менее близких аналогов.

Форма средней линии лопатки задается как $\beta_n = f(l_m)$ вдоль ограничивающих поверхностей и на средней ОПТ специальными функциями или по точкам — правый график на рис. 3.110. Расчет ведется в восьми слоях по высоте лопатки. Значения $\beta_n = f(l_m)$ на других ОПТ автоматически интерполируются.

Показанные на рис. 3.110 квазиортогонали образуют пересечения с ограничивающими поверхностями и семью ОПТ, делящими входное сечение «0» на участки с одинаковыми поперечными сечениями. В точках

пересечения ОПТ и квазиортогоналей программа итерационно решает уравнения равновесия, неразрывности, состояния, рассчитывает геометрические параметры χ , γ , R , углы потока с учетом отставания потока от лопаток. В процессе итераций корректируется форма ОПТ внутри межлопаточных каналов. Профили лопатки на отдельных ОПТ совмещаются на выходной кромке, образуя которой — прямая линия с углом навала $\chi \leq 0$, который выбирает проектировщик.

В процессе проектирования обычно сопоставляются многие десятки (иногда сотни) вариантов. Этот процесс творчески довольно напряженный, но сейчас значительно облегчен повысившимся быстродействием ПК. На рис. 3.111 приведены диаграммы поверхностных скоростей и меридиональные скорости в восьми слоях по высоте лопатки для окончательного варианта проектирования.

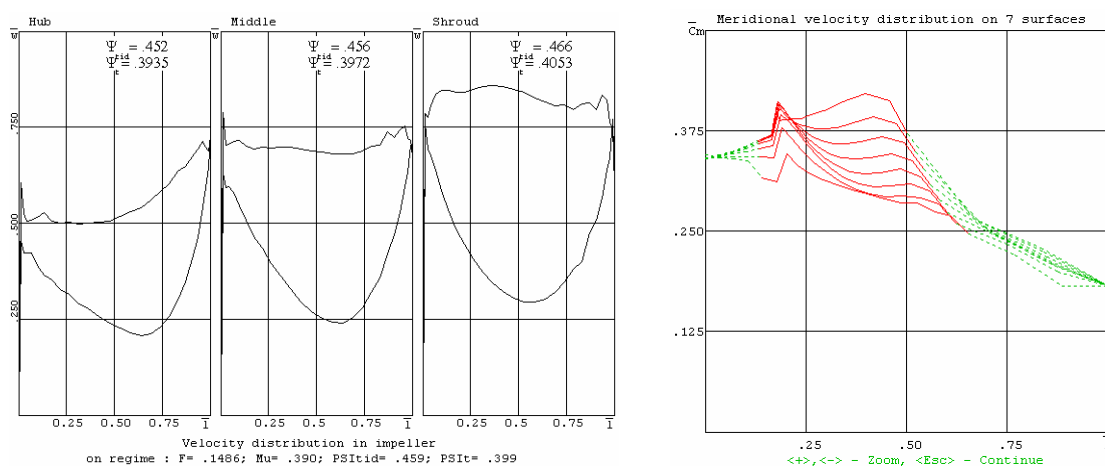


Рис. 3.111. Диаграммы поверхностных скоростей в трех слоях по высоте лопаток (слева) и меридиональные скорости в восьми слоях.

Высокорасходное низконапорное ОРК

Полученные диаграммы показывают, что лопатки обтекаются безударно вдоль всей поверхности. Несмотря на значительное снижение меридиональных скоростей на выходе из РК, замедление потока вдоль задней поверхности отсутствует, что позволяет рассчитывать на безотрывное обтекание. Коэффициент напора не одинаков на разных ОПТ. Напор умышленно увеличен у покрывающего диска. По некоторым данным это компенсирует повышенные потери напора в этой области,

делая реальный поток более равномерным на выходе из РК.

Лопаточный аппарат одного из вариантов высокорасходного ОРК показан на рис. 3.112. Параллельно с газодинамическим проектированием следует контролировать технологичность формы лопаток. Например, если их предполагается выфрезеровать из общей заготовки на основном диске, между лопатками должно быть достаточно места для подвода режущей части фрезы.

Приведенный пример показывает, как можно организовать благоприятное течение в ОРК даже при очень значительных расчетных значениях условного коэффициента расхода. Считается, что ОРК обеспечивают высокий КПД ступеней при $\Phi_p \leq 0,12 \div 0,14$, в то время как ступени с «традиционными» РК наиболее эффективны при $\Phi_p \leq 0,080 \div 0,085$.

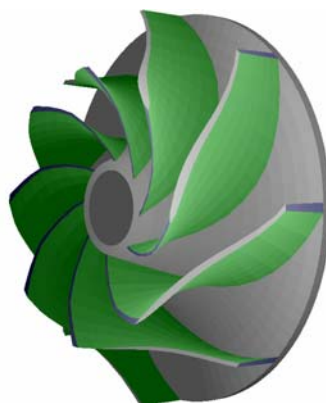


Рис. 3.112. Лопаточный аппарат одного из вариантов высокорасходного ОРК (проектирование анализом диаграмм поверхностных скоростей невязкого квазитрехмерного потока)

Пространственный поток в неподвижных элементах ступени. Действующие по нормали к потоку инерционные силы в сечении «2» невелики и не могут вызвать заметной неравномерности поля скоростей. Измеряемая при модельных экспериментах значительная неравномерность потока по оси z связана с влиянием вязкости. Процессы, связанные с выравниванием потока в БЛД кратко описаны выше. На входе в ЛД изменение параметров потока по высоте лопаток цилиндрической формы вызывает дополнительные потери (по сравнению с одномерной схемой). При прочих равных условиях потери из-за ударного обтекания некоторых

сечений лопаток при в среднем безударном входе на расчетном режиме тем больше, чем больше относительная высота лопаток b_3/D_2 . На кафедре КВХТ проводились эксперименты с модельными ступенями, лопатки диффузоров которых имели переменную величину входного угла по высоте. Конкретно выбор функции $\alpha_{л3} = f(b_3)$ делался по результатам измерения углов потока $\alpha_3 = f(b_3)$ на расчетном режиме ступени. Объектами экспериментов были высокорасходные ступени с пространственными ОРК при $\Phi_p = 0,12 \div 0,14$. Тенденция повышения КПД ступеней была обнаружена.

Значительная неравномерность потока по высоте лопаток ОНА связана с совместным влиянием поворота потока в предшествующем поворотном колене и с проявлением вязкости тоже. Тем не менее, общепринято применение лопаток ОНА цилиндрической формы. Правда, известна конструкция ОНА, у которой лопатки цилиндрической формы имеют входную кромку не параллельную оси z . Возможно, это связано с желанием улучшить обтекание входных кромок потоком, неравномерным по высоте лопаток.

Систематические модельные эксперименты со ступенями, снабженными пространственными лопатками неподвижных элементов были бы достаточно трудоемки и дорогостоящи. Вряд ли при этом можно рассчитывать на очень значительное повышение экономичности ступеней. Тем не менее, проблема кажется интересной, и сейчас она могла бы быть изучена путем численных экспериментов с помощью программ расчета вязкого пространственного течения.

3.5. ОСОБЕННОСТИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТРАНС- И СВЕРХЗВУКОВЫХ СТУПЕНЕЙ

Общие положения.

Повышение окружной скорости — это основной способ форсирования ЦК. При прочих равных условиях производительность ступени пропорциональна окружной скорости, а подводимая работа — ее

квадрату: $\bar{m}_p = \rho_0^* \Phi_p \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$, $h_p = \psi_p u_2^2$. Из выражения для политропной

работы вытекает зависимость отношения давлений от квадрата окружной

скорости $\pi = \left(1 + (k-1) \frac{\psi_p}{kRT_0} u_2^2\right)^{\eta \frac{k}{k-1}}$, а в безразмерном виде — от условного числа $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0}$:

$$\pi = (1 + (k-1) \psi_p M^2)^{\eta \frac{k}{k-1}}. \quad (3.121)$$

В первую очередь, форсированные ступени представляют интерес для транспортных ТК. В настоящее время это особо высоконапорные агрегаты наддува крупных ДВС и газотурбинные двигатели малых летательных аппаратов. На рис.3.113 показана заимствованная из [11] диаграмма повышения давлений одноступенчатых центробежных компрессоров по годам (данные зарубежных фирм и исследователей на 1984 г. и прогноз до 2000 г.).

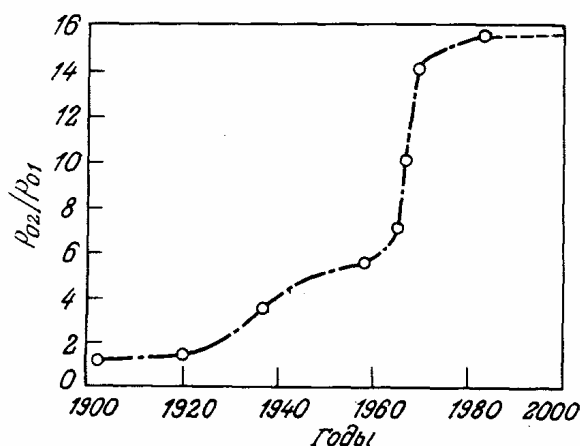


Рис. 3.113. Прогресс центробежных компрессоров (изменение отношения давлений в одной ступени по годам)

Рабочее колесо.

Данные на диаграмме означают, при реалистичных значениях политропного КПД $\eta_p = 0,82$ и коэффициента теоретического напора $\psi_T = c_{u2}/u_2 = 0,93$ отношение давлений $\pi = 16,0$ может быть получено при окружной скорости порядка 700 м/с и более. При нормальных условиях на входе это соответствует $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0^*} \approx 2,0$. Безразмерная относительная

скорость на входе в РК ЦК $\bar{w}_1 = w_1 / u_2 \approx 0,65 \div 0,705$. Это означает, что на входе в РК таких ступеней значения $M_{w1} = \frac{w_1}{\sqrt{kRT_1}} \approx 1,30 \div 1,40$, т.е. такие РК сверхзвуковые. Соответственно, при $u_2 \approx 500$ м/с число $M_{w1} \approx 1,0$, т.е. рабочее колесо следует классифицировать как трансзвуковое. Так как местное максимальное число M_{wmax} на стороне разрежения больше M_{w1} на 20÷25%, то уже при окружной скорости более 400 м/с рабочие колеса не следует проектировать по «дозвуковым» методикам*.

В монографии [11] аэродинамика турбокомпрессоров излагается с опорой на более чем 400 публикаций западных исследователей и проектировщиков. Приводятся данные экспериментов с транс- и сверхзвуковыми ступенями, но подчеркивается их противоречивость и отсутствие единого подхода к вопросам проектирования. Компрессоростроительные фирмы, работающие в этой области, имеют свой опыт и приемы профилирования. Некоторые общие соображения можно сформулировать на основании очевидных закономерностей течения:

– осерадиальная пространственная лопаточная решетка может быть более вытянутой в меридиональной плоскости, чем у показанного выше ОРК ПЦК. Входная кромка в меридиональной плоскости занимает радиальное положение, или очень близкое к нему;

– так как увеличение плотности газа (обычно воздуха) очень велико, даже у РК с большими Φ_p высота лопаток на выходе значительно меньше, чем у аналогичных РК ПЦК (соответственно меньше и высота каналов диффузора);

– назначение рассматриваемых ступеней — получение большого отношения давлений, поэтому рабочие колеса должны иметь высокий коэффициент напора. Рабочие колеса типа «радиальная звезда с ВрНА» с $\beta_{n2} = 90^\circ$ отвечают этому требованию и одновременно они обладают

* Приведенные цифры — сугубо оценочные. В каждом конкретном случае требуются точные расчеты. Например, приведенные цифры не учитывают того, что статическая температура $T_1 < T_0^*$ и соответствующие значения чисел Маха выше указанных.

наибольшей прочностью в поле центробежных сил. Тем не менее, у большинства современных конструкций применяют уменьшенные выходные углы лопаток $\beta_{л2} = 70 \div 75^\circ$ и даже 60° ;

– западные фирмы применяют очень густые лопаточные решетки, что делает неизбежным применение двухъярусных конструкций. Примеры показаны на рис. 3.114.

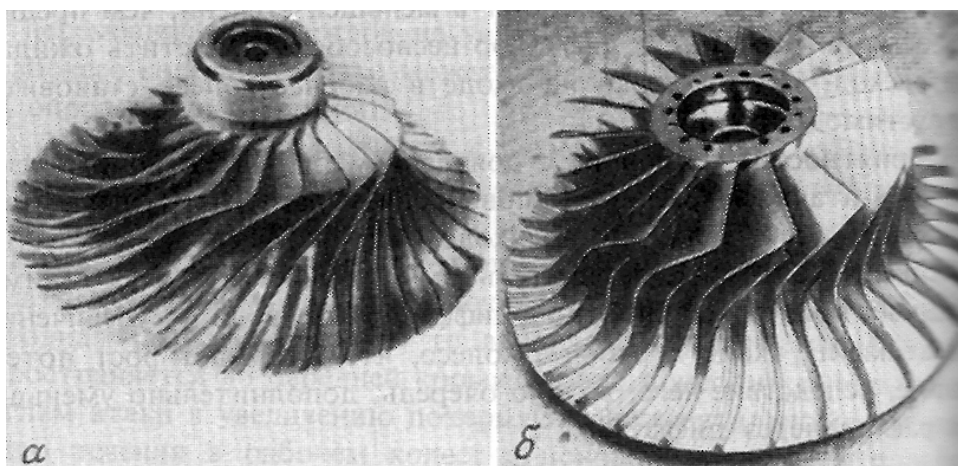


Рис. 3.114. Рабочие колеса одной из западных фирм с густой лопаточной решеткой

При профилировании лопаток РК особое внимание следует уделить их входу в осевой части РК. Форма профилей должна быть близка с острым прямому клину, хотя допустим небольшой изгиб. На рис. 3.115 приведен вид лопаточных решеток и диаграммы невязких скоростей двух вариантов РК компрессора небольшой энергетической ГТУ (проект кафедры КВХТ). Различие в форме и условиях течения демонстрирует результаты различного подхода к решению задачи профилирования. Можно отметить, что в соответствии с «невязким» расчетом максимальное число $M_{w\max}$ (на периферии лопаток) лишь незначительно превышает единицу. Это обеспечено выбором формы лопаток с очень малой нагрузкой у входных кромок. Густота решеток меньше, чем у показанных на рис. 3.114 западных аналогов, что сделало возможным отказ от двухъярусных решеток, в эффективности которых выше было высказано сомнение.

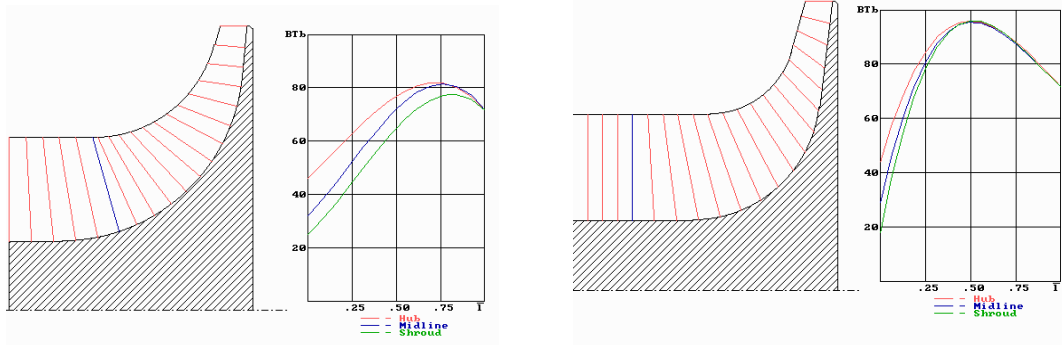


Рис. 3.115, а. Меридиональный контур и углы лопаток двух вариантов РК компрессора небольшой энергетической ГТУ (проект кафедры КВХТ), $u_2 = 560$ м/с. Слева — пространственный ЛА, справа — «радиальная звезда с $\beta_{л2} < 90^\circ + \text{ВрНА}$ »

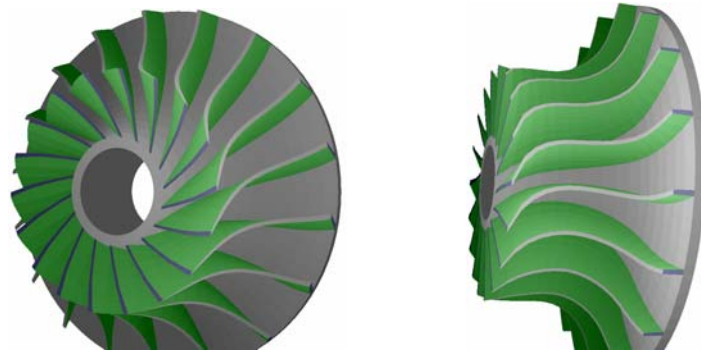


Рис. 3.115, б. Вид лопаточных аппаратов двух вариантов РК компрессора небольшой энергетической ГТУ (проект кафедры КВХТ), $u_2 = 560$ м/с. Слева — пространственный ЛА, справа — «радиальная звезда с $\beta_{л2} < 90^\circ + \text{ВрНА}$ »

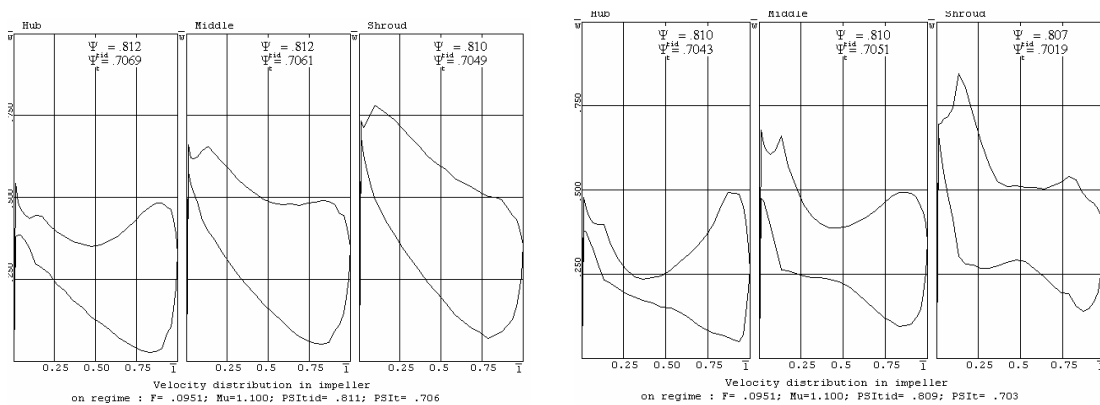


Рис. 3.115, в. Диаграммы поверхностных скоростей на лопатках двух вариантов РК компрессора небольшой энергетической ГТУ (проект кафедры КВХТ), $u_2 = 560$ м/с. Слева — пространственный ЛА, справа — «радиальная звезда с $\beta_{л2} < 90^\circ + \text{ВрНА}$ »

Диффузоры.

При характеристических для рассматриваемых ступеней повышенных коэффициентах напора $\psi_{\text{тр}} = 0,70 \div 0,93$ абсолютная скорость потока на выходе из РК равна или превышает скорость u_2 , т.е. $c_2/u_2 \geq 1,0$. Хотя температура газа T_2 больше температуры торможения на входе в ступень, «физическое» число Маха M_{c_2} имеет тот же порядок, что и условное M_u . У рассматриваемых ступеней поток на входе в диффузор — сверхзвуковой. Это отличает сверхзвуковые центробежные ступени от осевых. У последних сверхзвуковые скорости — только на входе в РК.

При одномерном анализе очень привлекательным решением кажется сверхзвуковой БЛД. Расчеты показывают, что если радиальная составляющая скорости $c_{r2} < a_2 = \sqrt{kRT_2}$, дозвуковая (а это всегда так у современных ступеней), то БЛД автоматически превращается в сопло Лаваля. Из-за быстрого снижения расходной составляющей при сильном проявлении сжимаемости $c_r = c_{r2} \frac{\rho_2 r_2}{\rho r}$ угол потока в БЛД

($\text{tg} \alpha = \text{tg} \frac{c_r}{c_u} \approx \text{tg} \frac{c_{r2}}{c_{u2}} \frac{\rho_2}{\rho} \frac{r_2}{r} \frac{r}{r_2} = \frac{\rho_2}{\rho} \text{tg} \alpha_2$) уменьшается так быстро, что

проходное сечение БЛД $f = 2\pi r b \sin \alpha$ становится меньше сечения на входе. То есть, на начальном участке БЛД работает как сверхзвуковой диффузор. После снижения скорости до $c = a$ БЛД работает как обычный дозвуковой диффузор.

К сожалению, реальный трехмерный нестационарный характер течения на выходе из РК делает работу сверхзвуковых БЛД совершенно неэффективной. Все специалисты единодушны во мнении о непригодности БЛД для транс- и сверхзвуковых ступеней.

При трансзвуковых скоростях достаточно эффективны ЛД, составленные из профилей, аналогичных применяющимся для трансзвуковых РК осевых ступеней — пример на рис. 3.116.

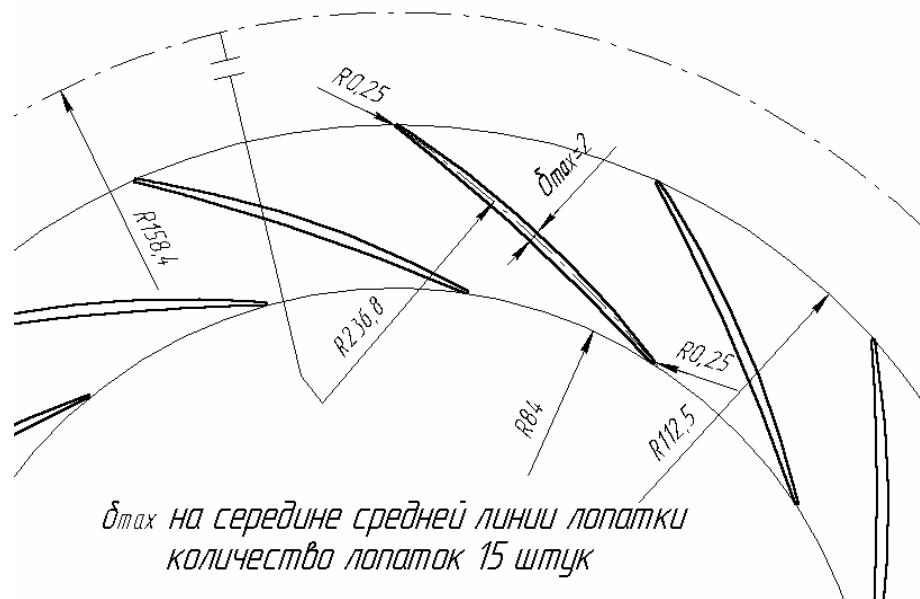


Рис. 3.116. Возможное исполнение лопаточного диффузора при трансзвуковых скоростях

При сверхзвуковых скоростях обычно применяются каналные диффузоры, внешний вид которого показан на рис. 3.117 [11].

Напомним, что при проектировании диффузоров ПЦК проблема заключается в получении возможно более сильного замедления при ограниченных радиальных размерах. У сверхзвуковых ступеней — наоборот: в каналах обычных ЛД скорость снижается так быстро, что отрыв потока при приемлемом числе лопаток становится неприемлемо сильным. Стенки каналов ЛД на рис. 3.117 иногда называют клиновидными лопатками (“island type” в англоязычной литературе). Применение клиновидных лопаток позволяет получить угол раскрытия каналов, при котором отрывы потока не ведут к недопустимому уровню потерь. Кромочные потери при обтекании клиновидных лопаток считаются приемлемыми, так как скорость потока на выходе из каналов мала по отношению к u_2 . Относительно наилучших соотношений размеров ЛД в [11] приводятся некоторые экспериментальные данные, часть из которых достаточно противоречива.

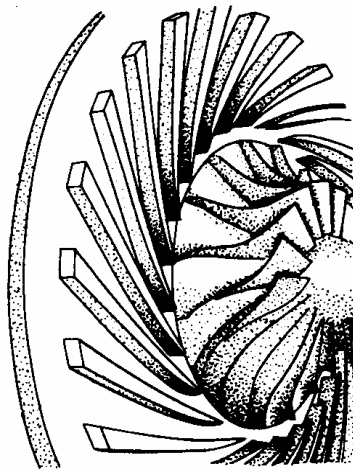


Рис. 3.117. Рабочее колесо и каналный диффузор сверхзвуковой центробежной ступени

Эффективность транс- и сверхзвуковых ступеней ЦК.

На рис. 3.118 [11] для примера приведены напорные характеристики ступени при разных оборотах и ЛД с двумя разными размерами. Расплатой за применение высоконапорного РК с пологой характеристикой теоретического напора и лопаток с тонкими входными кромками — очень узкая зона работы, даже при относительно небольшом отношении давлений (характеристики охватывают диапазон $\pi = 2,6 \div 5,6$).

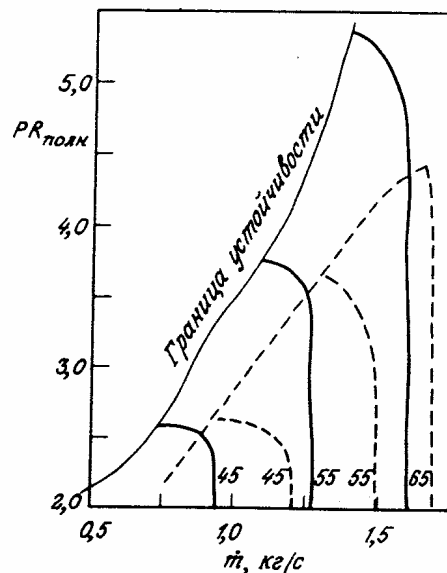


Рис. 3.118. Характеристики ступени при разных оборотах вала. Цифрами обозначены тысячи оборотов в минуту: сплошные линии — $b_2 = 8\text{мм}$; штриховые линии — $b_2 = 10,7\text{мм}$

Хотя скачки уплотнения при умеренных M_{w1} и M_{c2} эффективно преобразуют динамический напор в давление, известное негативное влияние скачков на пограничный слой с последующим отрывом заметно снижают эффективность. Если сравнивать дозвуковые ступени с транс- и сверхзвуковыми при одинаковых безразмерных параметрах проектирования Φ_p, ψ_{Tp} , то последние уступят не только по зоне работы, но и по КПД в расчетной точке. Однако при сравнении нужно иметь в виду специфику ступеней:

– ступени ПЦК редко имеют такие же высокие значения ψ_{Tp} . Негативное влияние больших значений коэффициента теоретического напора на КПД и зону работы пояснялось выше;

– транс- и сверхзвуковые ступени в настоящее время чаще находят применение в ЦК с небольшими абсолютными размерами. Негативное влияние малых абсолютных размеров проявляется через снижение значений критерия Рейнольдса, увеличение относительной шероховатости, масштабный фактор — увеличенная относительная величина зазоров «РК — корпус» на периферии полуоткрытого РК и др.;

– экспериментальные характеристики транс- и сверхзвуковых ступеней обычно относятся к двум элементам «РК + ЛД». Так как ступени обычно являются частью ГТД со встроенной камерой сгорания, выходное устройство относят к проточной части этой камеры. Естественно, в таком случае сопоставлять экспериментальные данные нужно со ступенями ПЦК в таком же составе — «РД + ЛД (БЛД)». Как указывалось выше, в зависимости от типа РК, размеров и типа диффузора, потери КПД в выходном устройстве ступеней ПЦК лежат в пределах 2,5÷5,5%. Правда, иногда для транс- и сверхзвуковых ступеней приводятся значения отношения давлений $\Pi = \frac{p_4}{p_0^*}$ — отношение статического давления после

диффузора к полному давлению на входе в РК. С энергетической точки зрения это эквивалентно тому, что в состав ступени входит выходное устройство с коэффициентом потерь, равным единице;

– часто в литературе приводятся данные по адиабатному (изоэнтропному) КПД транс- и сверхзвуковых ступеней. Потери КПД

$\Delta\eta_{ad} > \Delta\eta_p$ не отражают доли потерь напора в проточной части (к потерям обосновательно отнесена доля повышения работы сжатия — перемещения из-за повышения температуры в реальном процессе по сравнению с изэнтропным сжатием). Различие между КПД тем больше, чем больше отношение давлений и ниже политропный КПД, реально отражающий потери напора. Из сопоставления формул для обоих КПД

$$\eta_{ad} = \frac{h_{ad}}{h_i} = \frac{k}{k-1} \frac{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{h_i}, \quad \eta_p = \frac{h_p}{h_i} = \frac{k}{k-1} \eta_p \frac{\left(\pi^{\frac{k-1}{k\eta_p}} - 1 \right)}{h_i}$$

следует:

$$\eta_{ad} = \frac{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left(\pi^{\frac{k-1}{k\eta_p}} - 1 \right)}. \quad (3.122)$$

В Таблице 3.5 разница КПД $\Delta\eta_p = \eta_p - \eta_{ad}$ представлена от отношения давлений при высоком политропном КПД ступени $\eta_p = 0,86$, и при $\eta_p = 0,82$, что является более реалистичной оценкой эффективности транс- и сверхзвуковых ступеней.

Таблица 3.5

Сравнение политропного и адиабатного КПД при
разных отношениях давлений.

$$\eta_p = \text{const} = 0,86, \quad k = 1,4$$

π	2,0	4,0	8,0	16,0
η_p	0,860	0,860	0,860	0,860
η_{ad}	0,8457	0,8308	0,8151	0,7989

$$\eta_p = \text{const} = 0,82, \quad k = 1,4$$

η_p	0,820	0,820	0,820	0,820
η_{ad}	0,8017	0,7827	0,7628	0,7423

Приведенные цифры еще раз показывают непригодность

адиабатного (изоэнтропного) КПД для оценки газодинамического совершенства проточной части. С учетом сказанного выше очевидна необходимость внимательного анализа при сопоставлении публикуемых данных об эффективности ступеней разных типов.

3.6. ОСОБЕННОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Назначение вентиляторов (от латинского ‘vento’ — ветер) заключается в создании потока газа (чаще воздуха) без повышения его давления. Вентиляторы работают при давлении, равном, или немного отличающемся от атмосферного. Отношение давлений вентиляторов небольшое, и представление напорной характеристики в виде, например, $\pi = f(\bar{V})$ совсем не показательно. Тем не менее, условно к вентиляторам относят ЦК с отношением давлений $\pi \leq 1,1$.

Диапазон размеров и мощностей ЦВ практически не уступает ПЦК — от настольных вентиляторов до огромных шахтных вентиляторов, и подобных. Большинство ЦВ имеет средние размеры и относительно небольшую мощность, но при большом количестве машин их суммарная мощность соизмерима с суммарной мощностью ПЦК. Поэтому уделяется большое внимание к правильной организации рабочего процесса, что позволяет говорить о высоком совершенстве современных ЦВ. Детальная информация по проектированию и расчету ЦВ с опорой на обширные эксперименты и теоретический анализ содержится в [2], откуда заимствованы представленные ниже рисунки (кроме рис. 3.125).

На рис. 3.119. показана аэродинамическая схема типичного ЦВ, а на рис. 3.120 — схемы применяемых лопаточных аппаратов РК.

Обратим внимание на следующие особенности ЦВ:

– как правило, это одноступенчатые машины с консольным расположением РК;

– выходное устройство расположено непосредственно за РК, диффузор отсутствует;

– характерен очень широкий диапазон относительной высоты лопаток b_2/D_2 и диаметра их начала D_1/D_2 . Максимальные значения выходят далеко за пределы, характерные для промышленных и

транспортных ЦК;

– широкий диапазон выходных углов лопаток, включая загнутые вперед, с $\beta_{л2} > 90^\circ$.

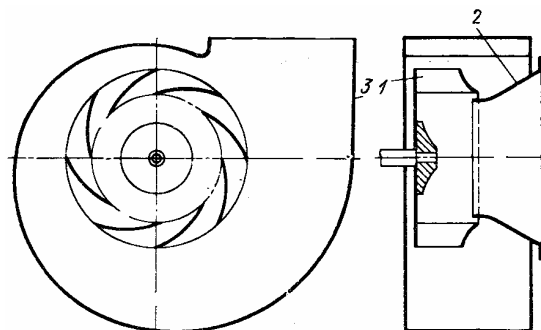


Рис. 3.119, а. Аэродинамическая схема центробежного вентилятора:
1 — РК; 2 — входной патрубок; 3 — спиральный корпус

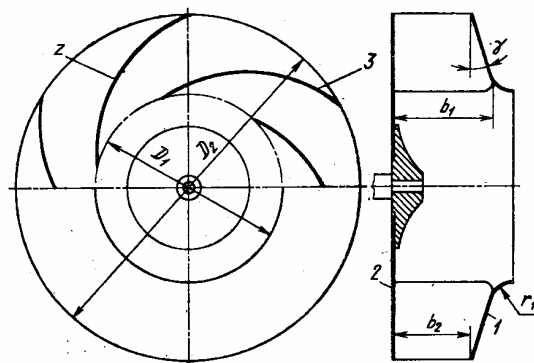


Рис. 3.119, б. Рабочее колесо: 1 — передний диск; 2 — задний диск;
3 — лопатки

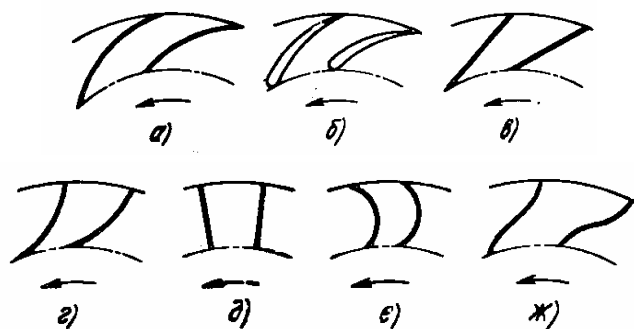


Рис. 3.120. Конфигурация лопаток: а — листовые, загнутые назад;
б — профильные; в — плоские, отклоненные назад;
г — радиальнооканчивающиеся; д — радиальные; е — загнутые вперед;
ж — S-образные

На рис. 3.121 и 3.122 показаны характеристики разных ЦВ [2]. Используемые в [2] безразмерные параметры эквивалентны используемым в данном тесте: $\bar{Q} = \Phi$, $\bar{H} = \psi_p$. Приведены значения КПД по полным и статическим параметрам.

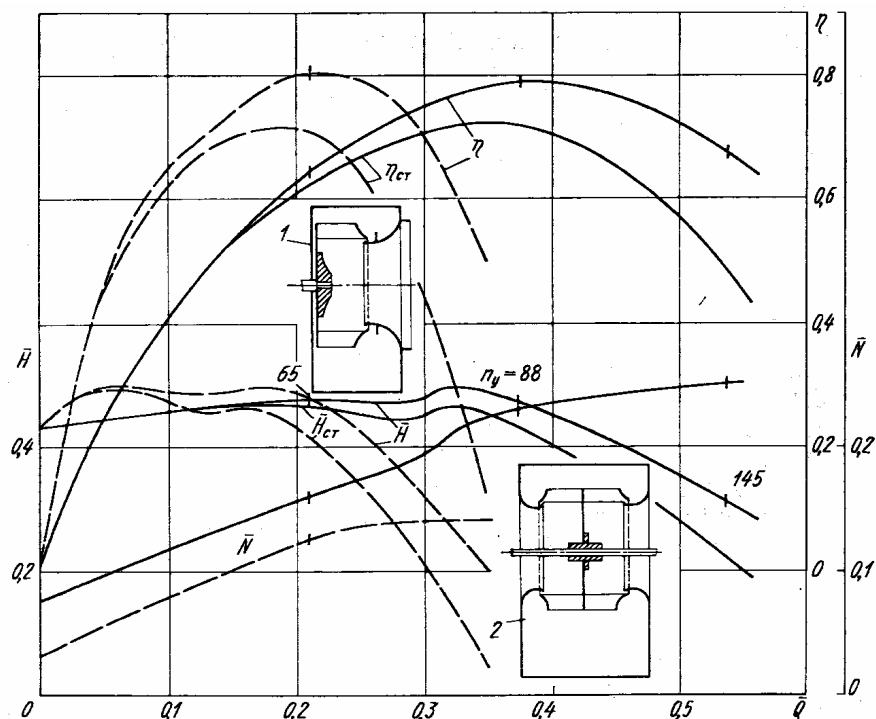


Рис. 3.121. Характеристики центробежных вентиляторов:
1 — одностороннего (штриховые кривые); 2 — двухстороннего (сплошные кривые)

Малорасходные двух- трехступенчатые конструкции применяются в пылесосах и других фильтрующих устройствах, где требуется статический перепад давления. По форме проточной части они ближе к ПЦК. Более характерны высокорасходные одноступенчатые ЦВ. Их условный коэффициент расхода в 2÷3 раза больше, чем у ступеней ПЦК. При загнутых вперед лопатках РК коэффициент напора может превышать единицу. Для ЦВ с характеристиками на рис. 3.121 КПД порядка 80% следует признать очень высоким, имея в виду очень большой уровень безразмерных скоростей w_1/u_2 и c_2/u_2 в РК и в неподвижных элементах соответственно.

У ЦВ средних параметров КПД на том же уровне, что и у ступеней

ПЦК, но при загнутых вперед лопатках — существенно меньше (это соответствует характеру рабочего процесса, проанализированному выше).

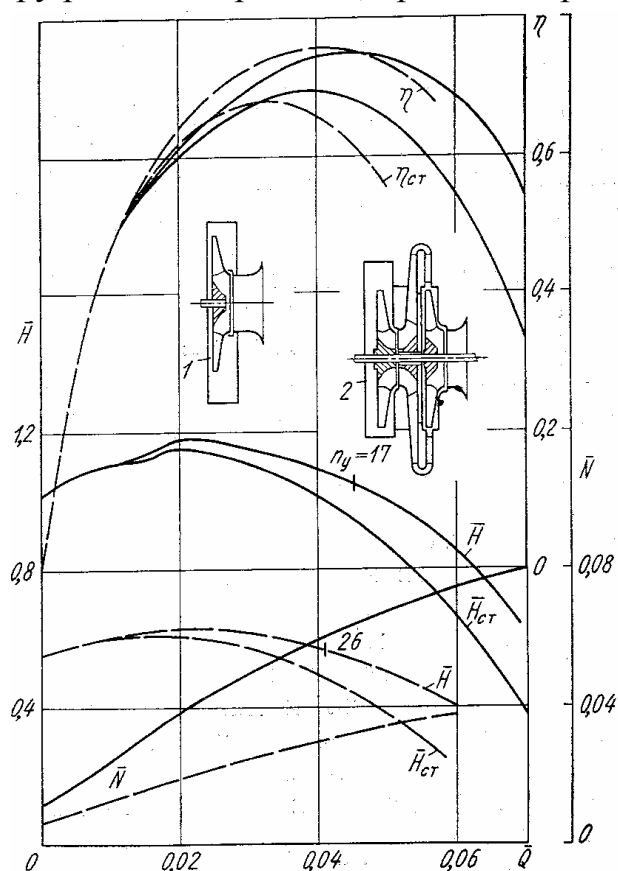


Рис. 3.122. Характеристики центробежных вентиляторов:
1 — одноступенчатого (штриховые кривые); 2 — двухступенчатого (сплошные кривые)

Существенным аэродинамическим отличием ЦВ от ступеней ПЦК надо считать различие в уровне скоростей на входе и выходе по отношению к окружной скорости РК. У ступеней ПЦК $c_n/u_2 \approx c_k/u_2 \approx 0,1 \div 0,15$, а у ЦВ много больше. Соответственно необходимость снижения скорости на выходе из РК меньше у ЦВ, что позволяет отказаться от применения диффузоров.

Еще одна особенность высокорасходных ЦВ — значения $K_F = \frac{f_0}{f_1}$ (отношение проходных сечений на входе в РК) порядка $0,4 \div 0,5$ [], что совершенно неприемлемо (но и ненужно) у ступеней ПЦК. Целесообразность и приемлемость такого замедления потока на входе в

рабочие колеса ЦВ так же отчасти связана с высоким уровнем c_n/u_2 .

Вентиляторы развивают небольшое отношение давлений, которое может быть получено при небольшой окружной скорости, как правило, менее 100 м/с. Это позволяет применить прямой привод от электродвигателей, без применения повышающих передач. Нагрузки от центробежных сил сравнительно небольшие, поэтому рабочие колеса выполняют из конструкционных сталей, с соединением деталей сваркой или клепкой. Перепады давления незначительны, поэтому детали корпуса испытывают сравнительно небольшие аэродинамические нагрузки. Корпуса делают из листов мягкой конструкционной стали для применения пластической обработки деталей.

Примеры конструкции показаны на рис. 3.123 и 3.124 из [2]. На рис. 3.123 к боковому листу корпуса приварена оттяжка 1 в виде швеллера, свободный конец которого укреплен к корпусу подшипника. Такая конструкция позволяет уменьшить вибрацию корпуса.

По параметрам и особенностям рабочего процесса крупные вентиляторы близки к низконапорным ПЦК — рис. 3.125. И те, и другие машины потребляют значительное количество энергии, поэтому их экономичности их работы на разных режимах уделяется большое внимание. Рассматриваемые ниже способы изменения характеристик широко применяются.

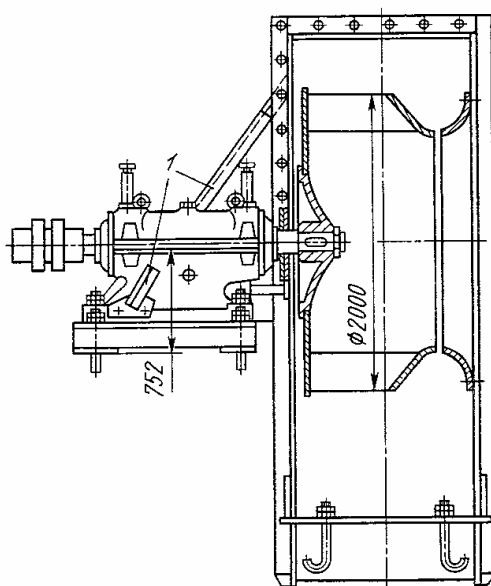


Рис3.123. Конструкция вентилятора, имеющая швеллер жесткости

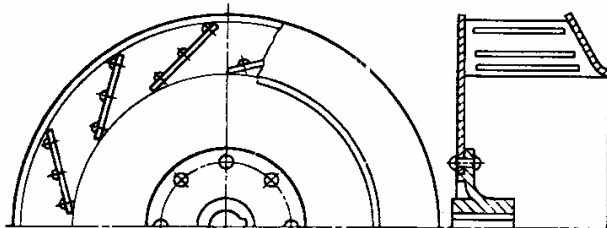


Рис. 3.124, а. РК с прямыми листовыми лопатками, отклоненными назад

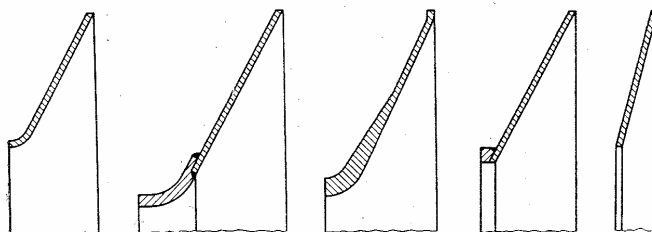


Рис. 3.124, б. Конструкции передних дисков повышенной жесткости

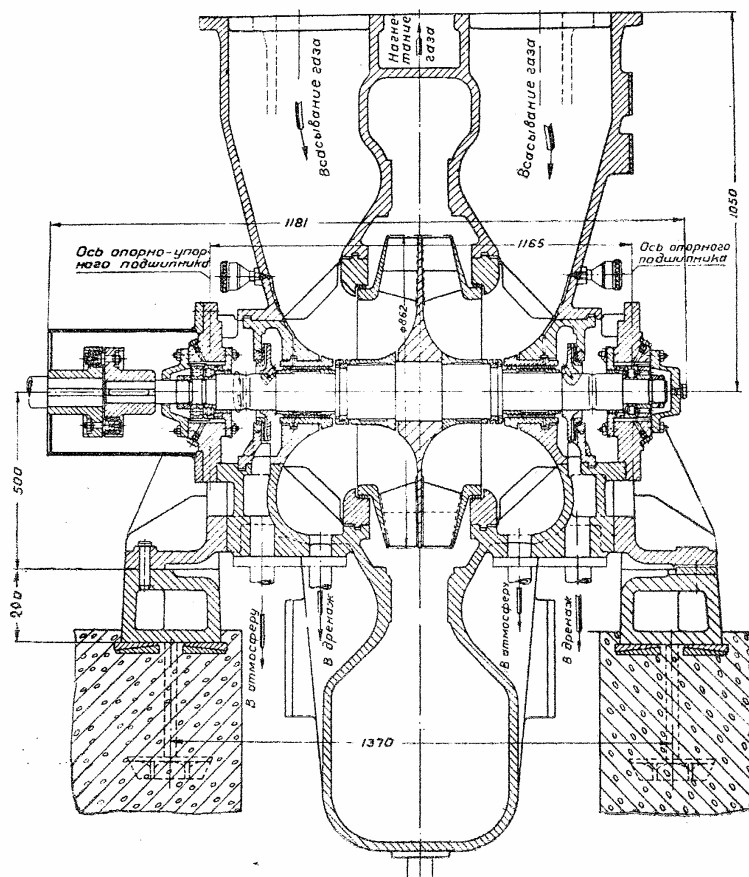


Рис. 3.125. Аналог крупных ЦВ — типичный ПЦК с небольшим повышением давления. Может применяться для создания тяги или наддува парогенераторов, в производстве цемента и пр.

3.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

3.7.1. Проектирование по подобию. Модельные ступени

Несмотря на углубление представлений о сути газодинамических процессов и развитие вычислительных методов, самым надежным и быстрым методом газодинамического проектирования остается проектирование по подобию (под надежностью проектирования понимается соответствие ожидаемых по проекту и действительных газодинамических характеристик).

Проектирование по подобию. Простейший случай — это проектирование ЦК с большей или меньшей производительностью по подобию с существующим компрессором. Например, существующий воздушный центробежный компрессор с $\Pi = 9$ (такие ПЦК часто называют компрессорами общего назначения) имеет производительность $\bar{V}_n = 250 \text{ м}^3/\text{мин}$ ($\bar{m} = 5,11 \text{ кг/с}$). Необходимо сделать газодинамический проект воздушного компрессора на то же отношение давлений, но с меньшей, или большей производительностью.

Измеренные газодинамические характеристики существующего компрессора представляются в безразмерном виде:

$$\Pi, \bar{N}_i = f(\bar{F}, \Phi, k, M_u, Re_u), \quad (3.123)$$

где Π — отношение давлений, измеренное у существующего компрессора;

$\bar{N}_i = \frac{N_i}{\bar{m} u_2^2}$ — коэффициент внутренней мощности, определенный по

измеренным мощности, расходу и окружной скорости РК (РК первой ступени, если окружная скорость разная на разных ступенях); \bar{F} — условное обозначение формы проточной части, которая при проектированию по подобию одинакова у существующего («модель») компрессора и у проектируемого («натура»): $\bar{F}_n = \bar{F}_m$; k, M_u, Re_u — критерии подобия сжимаемости и вязкости, равенство которых у модели и натуры обеспечивает идентичность безразмерных характеристик.

Т.к. речь идет о воздушных компрессорах, условие $k = \text{idem}$ обеспечивается автоматически. Как известно, отношение давлений

ступени определяется коэффициентом напора РК и условным числом M_u :

$\Pi = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{k-1}{k\eta}}$. При соблюдении условий подобия КПД ступеней η и их коэффициент напора ψ_i у природы и модели одинаковы. Для получения у проектируемого компрессора такого же отношения давлений, как у существующего, главное условие $M_u = \text{idem}$:

$$\left(\frac{u_2}{\sqrt{kRT_n}}\right)_{\text{нат}} = \left(\frac{u_2}{\sqrt{kRT_n}}\right)_{\text{мод}}, \text{ т.е. } u_{2\text{нат}} = u_{2\text{мод}} \text{ при работе на одинаковом газе}$$

(воздухе) с одинаковой начальной температуре.

Массовый расход на расчетном режиме равен $\bar{m}_p = \Phi_p \rho_n^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$. То есть, в данном случае:

$$D_{2\text{нат}} = D_{2\text{мод}} \sqrt{\frac{\bar{m}_{\text{нат}}}{\bar{m}_{\text{мод}}}}. \quad (3.124)$$

Это соотношение определяет масштаб моделирования всех линейных размеров проточной части при равенстве лопаточных углов и количества лопаток. Скорость вращения ротора при равенстве окружных скоростей:

$$n_{\text{нат}} = n_{\text{мод}} \frac{D_{2\text{нат}}}{D_{2\text{мод}}}. \quad (3.125)$$

Принятая последовательность ряда ПЦК общего назначения включает машины с производительностью 63, 100, 160, 250, 500 м³/мин и т.д. Таким образом, ближайший больший компрессор будет иметь диаметр РК $D_{2\text{нат}} = 1,41D_{2\text{мод}}$, $n_{\text{нат}} = 0,709n_{\text{мод}}$, а ближайший меньший компрессор —

$$D_{2\text{нат}} = 0,80D_{2\text{мод}}, \quad n_{\text{нат}} = 1,25n_{\text{мод}}.$$

Изложенный способ моделирования — приближенный. Условие равенства критериев Рейнольдса $Re_u = \frac{u_2 D_2}{\mu} \rho_n^* = \text{idem}$ не обеспечивается,

поскольку у природы и модели не одинаковые диаметры РК при равенстве других параметров, определяющих Re_u . Такое проектирование гарантирует практическую точность рассчитанных характеристик при условии, что движение газа в проточной части носит турбулентный

характер. Известно, что при «физических» значениях чисел Рейнольдса

$Re_w = \frac{wl}{\mu} \rho > 10^5$ течение остается турбулентным и неравенство

$Re_{i\text{нат}} \neq Re_{i\text{мод}}$ слабо сказывается на газодинамических характеристиках.

Однако, такой газодинамический расчет неприемлем, если в проточной части модели или натуре течение ламинарное. Практически речь может идти о неприемлемости моделирования очень маленького компрессора по характеристикам большого, или моделировании компрессора, работающего с разреженным газом, когда низкие значения критерия газа связаны с низкой плотностью газа.

О проектировании по характеристикам модельных ступеней. Предварительный расчет ЦК дает информацию о том, какой расход и напор должны иметь его ступени, и при каких параметрах газа в проточной части они работают. В разделе «Исходные параметры проектирования» показано, как эти параметры связаны с безразмерными коэффициентами проектирования, критериями подобия и конструктивными ограничениями, определяющими в конечном итоге форму проточной части ступени, и ее газодинамические характеристики. Крупные компрессоростроительные фирмы и проектно-исследовательские организации располагают наборами предварительно отработанных и испытанных модельных ступеней, которые должны перекрывать диапазон возможных безразмерных параметров ступеней реальных ЦК:

– из-за уменьшения объемного расхода в проточной части первые ступени имеют большие коэффициенты расхода Φ_p , чем последующие. У большинства ПЦК значения коэффициентов расхода не выходят за пределы $\Phi_p \approx 0,08 \div 0,02$ для первых и последних ступеней соответственно. Применение осерадиальных РК на первых ступенях с $\Phi_p \approx 0,10 \div 0,14$ позволяет повысить КПД и уменьшить размеры ЦК. У некоторых ступеней ЦВ расчетный коэффициент расхода достигает $\Phi_p = 0,20$ и даже более.

Для ПЦК высокого и сверхвысокого давления характерна малая объемная производительность $\bar{V}_n = \frac{N_i}{H_i \rho_n} = \frac{N_i RT_n}{H_i p_n}$. Из-за конструктивных

ограничений у них нельзя применить оптимальную быстроходность, поэтому приходится применять малорасходные ступени с $\Phi_p \approx 0,025 \div 0,010$, и даже менее 0,005 в отдельных случаях. Таким образом, если компрессоростроитель производит все типы ПЦК, он должен располагать набором модельных ступеней, по крайней мере, в диапазоне $\Phi_p \approx 0,010 \div 0,12$;

– как известно, рабочие колеса с разными коэффициентами теоретического напора $\psi_{Тр} = c_{u2} / u_2$ имеют разный наклон напорной характеристики и разную степень реактивности. Ступени с РК с малыми $\psi_{Тр}$ имеют более высокий КПД и хорошо работают при расходах меньше расчетного. Ступени с большими $\psi_{Тр}$ обеспечивают большее отношение давлений при заданной окружной скорости и лучше работают при $\Phi > \Phi_p$. «Идеальный» набор модельных ступеней для проектирования ПЦК должен перекрывать диапазон $\psi_{Тр} \approx 0,45 \div 0,75$ и до 0,90 в некоторых случаях;

– главное конструктивное ограничение, которое следует учесть при формировании ряда модельных ступеней, это втулочное отношение. У многоступенчатых ПЦК с последовательным расположением РК на валу для обеспечения жесткости ротора в отдельных случаях достаточно иметь $\bar{D}_{вт} = D_{вт} / D_2 = 0,25$ («гибкий» ротор ПЦК умеренного давления), которое нужно увеличивать до $\bar{D}_{вт} = 0,40 \div 0,45$ у компрессоров высокого и сверхвысокого давления для обеспечения более высокой жесткости ротора;

– комбинация критериев подобия k, M_u, Re_u индивидуальна для каждой ступени реального ПЦК. Например, если расположенные на одном валу рабочие колеса имеют одинаковый диаметр, то с ростом номера ступени величина M_u уменьшается из-за роста температуры газа. При этом величина Re_u увеличивается, так как возрастает плотность газа. У большинства ЦК промышленного назначения критерий сжимаемости лежит в пределах $M_u \approx 0,50 \div 1,0$. Показатель изоэнтропии для разных газов меняется в пределах от $k = 1,074$ (н-Пентан) до $k = 1,68$ (неон). Условное число Рейнольдса $Re_u \approx 5 \dots 6 \cdot 10^6$ у небольших воздушных ПЦК, и

возрастает на 2 порядка у ПЩК высокого и сверхвысокого давления.

Следовательно, «идеальный» набор модельных ступеней должен перекрывать диапазон двух главных газодинамических параметров Φ_p и Ψ_{Tp} при разных значениях втулочного отношения $\bar{D}_{вт}$.

Следует напомнить так же о разных свойствах ступеней с безлопаточными и лопаточными диффузорами, что удваивает набор модельных ступеней, и о различиях ступеней промежуточного и конечного типов, что еще раз удваивает требуемое количество модельных ступеней. Кроме того, ступени должны иметь оптимальную форму проточной части для каждой из возможных комбинаций критериев подобия k , M_u , Re_u .

Количество комбинаций параметров конкретных ступеней практически неисчислимо. Количество модельных ступеней, перекрывающих диапазон того или иного параметра, должно быть достаточно велико. Например, чтобы перекрыть диапазон $\Phi_p = 0,01 \div 0,11$ с отношением коэффициентов расхода соседних ступеней $\Phi_{p_{i+1}} / \Phi_{p_i} = 1,25$, требуется 10 модельных ступеней. В этом случае без существенной ошибки форма ПЧ и газодинамические характеристики каждой конкретной ступени могут быть рассчитаны путем интерполяции данных по двум соседним модельным ступеням ряда. Таким образом, «идеальный» ряд должен состоять из сотен и сотен модельных ступеней. В 1990-х гг. западные специалисты оценивали стоимость разработки и испытания одной модельной ступени в 180÷250 тысяч долларов США. Создание «идеального» ряда модельных ступеней невозможно по финансовым и трудовым затратам.

В реальной практике газодинамических расчетов необходимо выделить наиболее существенное и пренебречь второстепенным. Один из известных рядов из примерно 40 модельных ступеней охватывает диапазон расчетных коэффициентов расхода $\Phi_p \approx 0,0038(!) \div 0,075$, втулочных отношений $\bar{D}_{вт} = 0,28 \div 0,45$ при двух значениях коэффициентов теоретического напора Ψ_{Tp} (среднем и небольшом). Все ступени промежуточного типа с БЛД. Ступени испытаны на воздухе ($k = 1,4$) при $Re_u \approx 6 \cdot 10^6$ и в диапазоне $M_u \leq 0,95$ (испытания проведены при разной

скорости вращения ротора модельных ступеней).

При создании рядов исключают ступени и испытания с нетипичными и редко встречающимися комбинациями параметров. Например, высокорасходные ступени характерны для ПЦК низкого давления, а большие втулки — для ПЦК высокого и сверхвысокого давления. Другой пример: малорасходные ступени используют в ПЦК высокого и сверхвысокого давления при небольших числах Маха. Их испытания при высоких M_u не имеют существенного значения.

Проектирование ПЦК по характеристикам модельных ступеней — достаточно надежный способ. При этом надо иметь в виду приближенный характер моделирования:

- учет влияния критериев Re_u и k приближенный, или отсутствует вовсе;
- форма ПЧ и газодинамические характеристики натуральных ступеней получают интерполяцией данных по близким модельным ступеням;
- входной патрубком и выходное устройство часто не входят в состав модельных ступеней. Их роль учитывается введением в расчет коэффициентов потерь, величина которых может не совпасть с действительными значениями.

Характеристики модельных ступеней и их использование. На рис. 3.126 приведены характеристики нескольких модельных ступеней кафедры КВХТ. Ступени испытывались в диапазоне $M_u = 0,55 \div 0,90$. Характеристики тех из них, которые разработаны для применения в ПЦК газовой промышленности, приведены при характерном для области применения $M_u = 0,60$, для других — при значениях M_u , типичных для их области применения. На рис. 3.127 приведены характеристики ступени с лопаточным диффузором при трех значениях M_u . Влияние критерия сжимаемости на характеристики ступени поясняется в следующем подразделе.

При использовании характеристик при проектировании в качестве расчетного обычно выбирают режим максимального КПД: $\Phi_p = \Phi_{opt}$. Если для ПЦК важны режимы работы с $\Phi \leq \Phi_p$, следует выбрать расчетный режим несколько правее оптимального, и наоборот.

Представленные на рис. 3.126 безразмерные характеристики в виде $\eta, \psi_i = f(\Phi)$ достаточны для газодинамического проектирования по подобию. При выбранной окружной скорости диаметр РК проектируемой ступени (определяется из уравнения расхода)

$$D_2 = \sqrt{1,273 \frac{\bar{m}}{\rho_0^* u_2}} \quad (\text{м}),$$

скорость вращения равна $n = \frac{60u_2}{3,141D_2}$ (об/мин), отношение давлений

$$П = \left(1 + (k-1)\psi_i M_u^2\right)^{\frac{k-1}{k\eta}}, \text{ потребляемая мощность } N_i = \Phi \psi_i 0,785 D_2^2 \frac{P_0^*}{RT_0^*} u_2^3$$

(Вт). Представленные на том же рисунке характеристики $\psi_p = \eta \psi_i = f(\Phi)$ помогают определить режим критического расхода, который соответствует максимуму полезного напора.

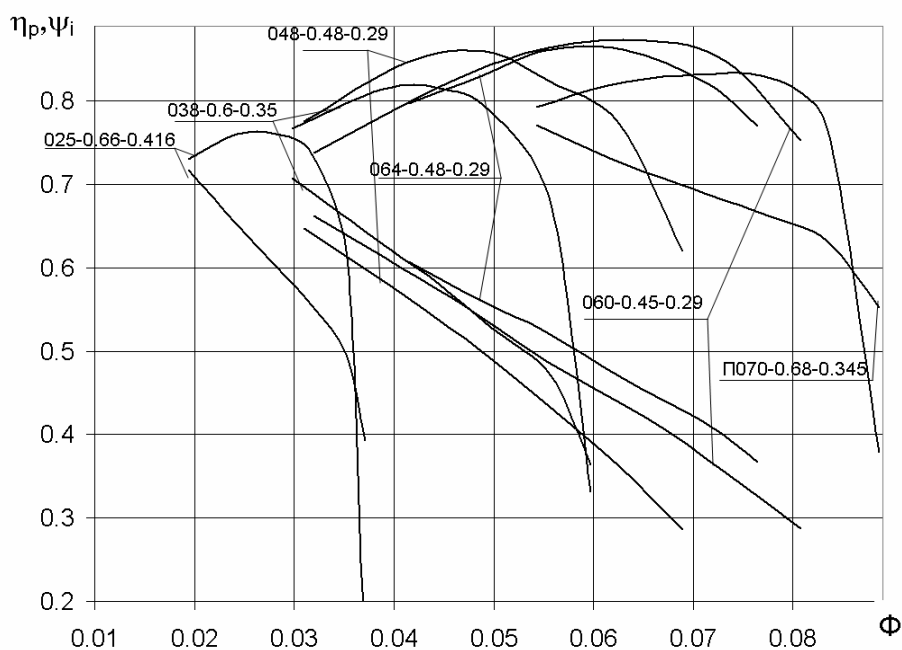


Рис. 3.126. Газодинамические характеристики некоторых модельных ступеней кафедры КВХТ

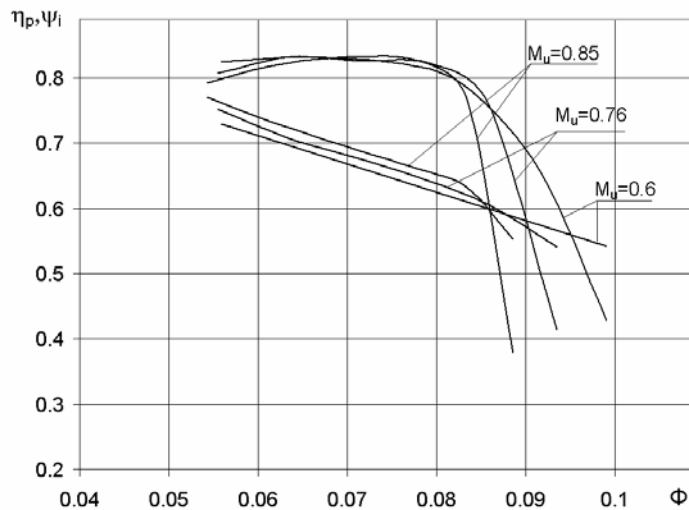


Рис. 3.127. Газодинамические характеристики модельной ступени типа «П 0,070-0,68-0,345» при $M_u = 0,6$, $M_u = 0,76$, $M_u = 0,85$

3.7.2. Влияние критериев подобия на характеристики центробежных ступеней

Влияние числа M . Основные закономерности влияния главного критерия сжимаемости рассматривались выше:

– с ростом $M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_0^*}}$ увеличиваются значения критериев Маха

на входе в РК $M_{w1} = \frac{\bar{w}_1 u_2}{\sqrt{kRT_0}}$ и в диффузор $M_{c2} = \frac{\bar{c}_2 u_2}{\sqrt{kRT_2}}$. Средняя

диффузорность межлопаточных каналов увеличивается $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{f_1 \rho_1}{f_2 \rho_2}$,

$\dot{c}_d = \frac{c_4}{c_3} = \frac{f_3 \rho_3}{f_4 \rho_4}$. Рост диффузорности влечет рост вихревых потерь;

– в струйках тока на задней поверхности лопаток скорость меняется в большей степени, чем в среднем по каналу. Соответственно сильнее проявляется отрицательная роль сжимаемости;

– нагрузка лопаток и пики скорости при обтекании входной кромки приводят к тому, что максимальное число Маха на поверхности лопатки достигает значения $M_{w\max} = 1,0$ при еще дозвуковом потоке на входе в

решетку. Как известно, при $M_{w\max} > 1,0$ последующий скачек уплотнения вызывает отрыв потока и резкий рост потерь. Значение M_{w1} , при котором местная скорость звука достигает единицы, называется критическим. На расчетном режиме для РК ПЦК $M_{wcr} \approx 0,60 \div 0,75$ в зависимости от стеснения потока на входе лопатками (коэффициент τ_1) и нагрузки лопаток вблизи входной кромки. Пики скорости особенно велики при ударном обтекании, при углах атаки больше и меньше расчетных, т.е. при расходах газа меньше и больше расчетного. На нерасчетных режимах критические числа Маха резко снижаются из-за ударных пиков скорости при обтекании входных кромок.

В связи со сказанным следует ожидать снижения КПД ступени на расчетном режиме с ростом M_u . При нерасчетных режимах КПД снижается сильнее из-за того, что с ростом M_u местные числа Маха приближаются к единице и превосходят ее быстрее, чем на расчетном режиме. Более быстрое снижение КПД на нерасчетных режимах приводит к более быстрому уменьшению полезного напора. Сужается диапазон расходов, в котором может работать ступень.

Применительно к центробежным ступеням следует иметь в виду еще одну сторону проявления сжимаемости. В отличие от ступеней ОК, центробежные ступени могут развивать значительно большее отношение давлений, с соответствующим более сильным изменением плотности газа в проточной части. Показанное на рис. 3.127 влияние M_u на максимальный КПД ступени объясняется следующим. Ступень спроектирована на условия работы при $M_u = 0,86$. На расчетном режиме размеры входа в РК и ЛД выбраны так, чтобы в этих элементах осуществлялось безударное обтекание лопаток. Соотношение коэффициентов расхода на входе в РК и

в ЛД на расчетном режиме равно $(\varphi_1 / \varphi_3)_p = \frac{\pi D_3 b_3}{\pi D_1 b_1} \left(\frac{\rho_3}{\rho_1} \right)_p$. При уменьшении

M_u отношение плотностей ρ_3 / ρ_1 приближается к единице. Значению безударного коэффициента расхода на входе в РК φ_{1p} соответствует значение коэффициента расхода на входе в ЛД, которое больше

безударного: $\varphi_3 > \varphi_{3p}$. Лопатки ЛД обтекаются с отрицательным углом атаки при безударном обтекании лопаток РК. Рассогласование двух основных элементов ступени приводит к снижению КПД, хотя по «классическим» представлениям должно было бы быть иначе. При $M_u > M_{up}$ ситуация противоположная. Безударному режиму РК соответствует режим обтекания ЛД с положительным углом атаки. Приведенные на рис. 3.128 зависимости $\zeta_{РК}, \zeta_{ЛД} = f(\Phi)$ при $M_u \leq M_{up}$ иллюстрируют сказанное.

Итак, если центробежная ступень спроектирована для работы при небольших числах $M_u > 0,65 \div 0,70$, то при больших числах Маха по всем причинам следует ожидать снижения КПД, сначала на нерасчетных режимах, а затем и на расчетном — рис. 3.129.

У ступеней, спроектированных для работы при больших M_{up} , на режимах с меньшими числами Маха возможно снижение КПД из-за рассогласования элементов. Это особенно характерно для ступеней с лопаточными диффузорами.

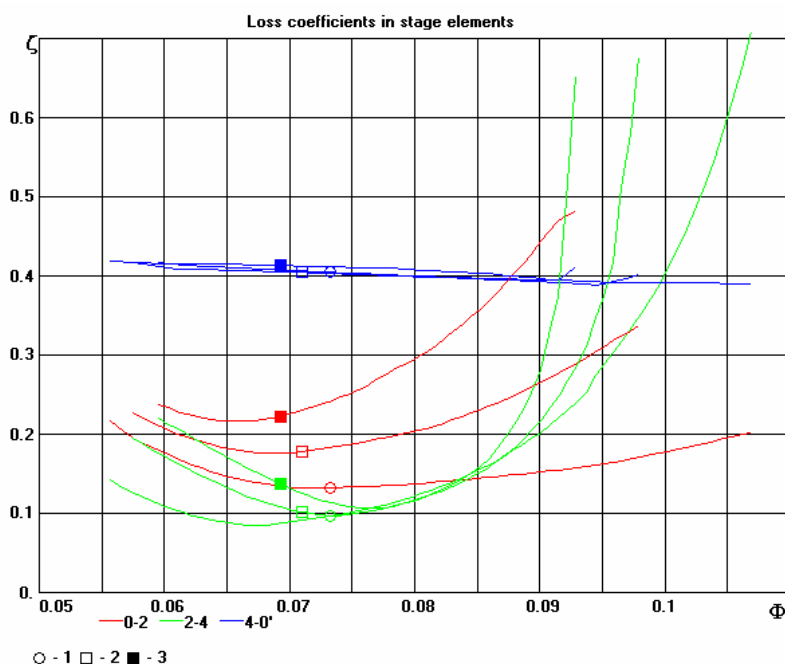


Рис. 3.128. Коэффициенты потерь элементов ПЧ промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА при трех $M_u = 0,60; 0,86$ и $1,0$. Проектное значение $M_u = 0,86$. Расчет Методом универсального моделирования

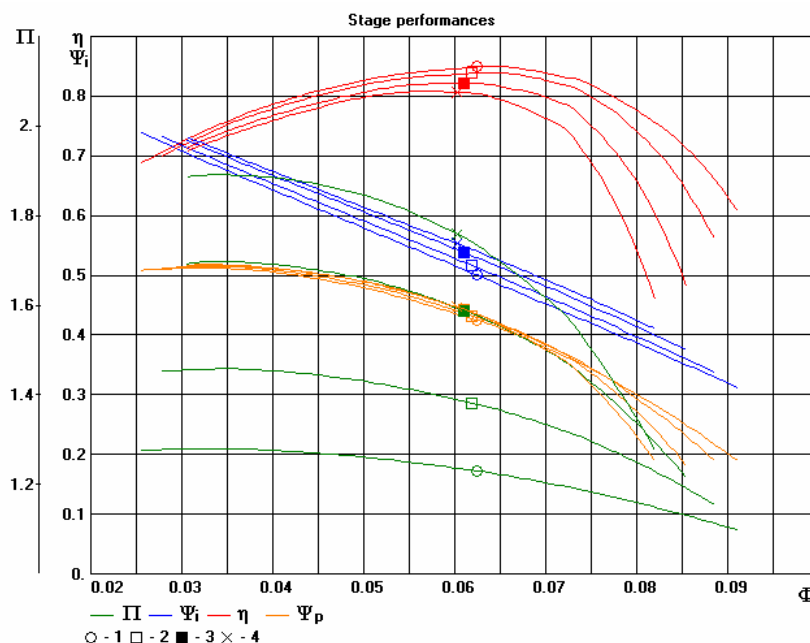


Рис. 3.129. Характеристики промежуточной ступени с БЛД при $M_u = 0,60; 0,75; 0,90; 1,0$. Проектное значение $M_u = 0,60$. Расчет Методом универсального моделирования

Влияние показателя изэнтропы $k = \frac{c_p}{c_v}$. Как правило, испытание

модельных ступеней происходит на стендах с открытым контуром, т.е. они работают на воздухе при $k = 1,40$. Как указывалось выше, газы, на которых работают ПЦК, могут сильно различаться по значениям показателей изэнтропы — от $k = 1,074$ (н-Пентан) до $k = 1,68$ (неон). Значение k определяет изменение плотности в ступени вместе с основным критерием сжимаемости M_u :

$$\frac{\rho_{0'}}{\rho_0} = \frac{\Pi}{T_{0'}/T_0} = \frac{(T_{0'}/T_0)^{\frac{n}{n-1}}}{T_{0'}/T_0} = \left(1 + (k-1)\Psi_i M_u^2\right)^{\frac{1}{n-1}}, \quad (3.126)$$

где $n = \frac{\delta}{\delta-1}$, $\delta = \frac{k}{k-1}\eta$.

В общем, влияние показателя изэнтропы должно проявляться тем сильнее, чем больше числа Маха в потоке. Характер влияния k и M_u на безразмерные характеристики демонстрируют результаты расчета, представленные на рис. 3.130 и 3.131.

Результаты расчетов можно суммировать так:

– в диапазоне критериев M_u и k , характерных для ступеней ПЦК, в расчетной точке безразмерные коэффициенты η и ψ_p практически не зависят от величины показателя изоэнтропы;

– безразмерный коэффициент — отношение давлений π растет с ростом показателя изоэнтропы. Расчеты показывают, что отношение давлений начинает расти с уменьшением k при высоких числах M_u , характерных для сверхзвуковых ступенях;

– выявленное при расчетах влияние показателя изоэнтропы на КПД при $\Phi < > \Phi_p$ связано с проявлением сжимаемости, которое ведет к рассогласованию рабочего колеса и лопаточного диффузора — рис. 3.132, на котором приведены характеристики коэффициентов потерь РК и ЛД ступени при малом и большом значении k . При $k = 1,1$ характеристика ЛД сдвинута вправо, что объясняет более высокий КПД ступени при $\Phi > \Phi_p$ на рис. 3.130 и 4.131. При $k = 1,65$ смещение характеристики ЛД влево объясняет, почему КПД больше при $\Phi < \Phi_p$.

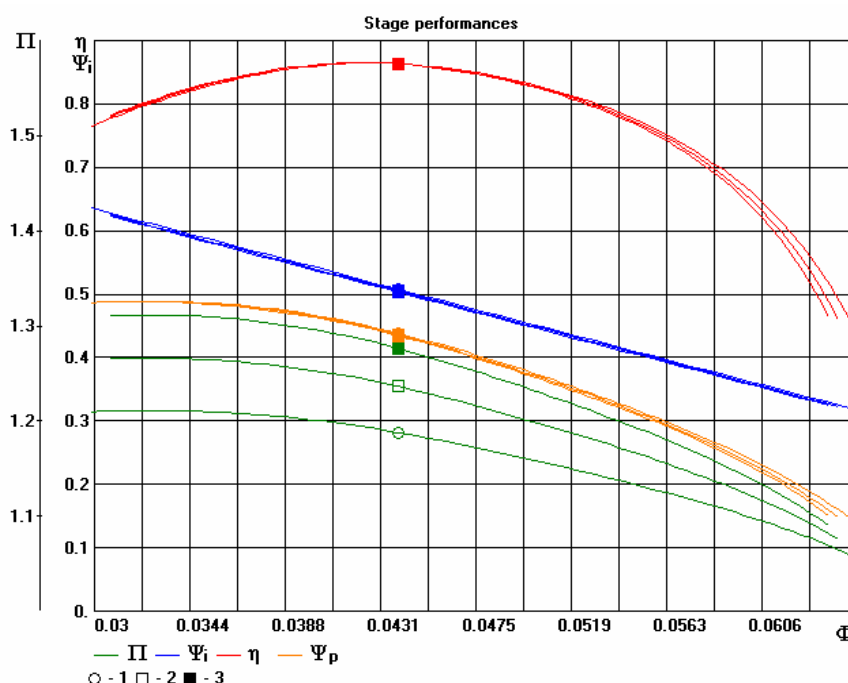


Рис. 3.130. Характеристики промежуточной ступени с ЛД при $k = 1,1; 1,4$ и $1,65$. $M_u = M_{up} = 0,60$. Расчет Методом универсального моделирования

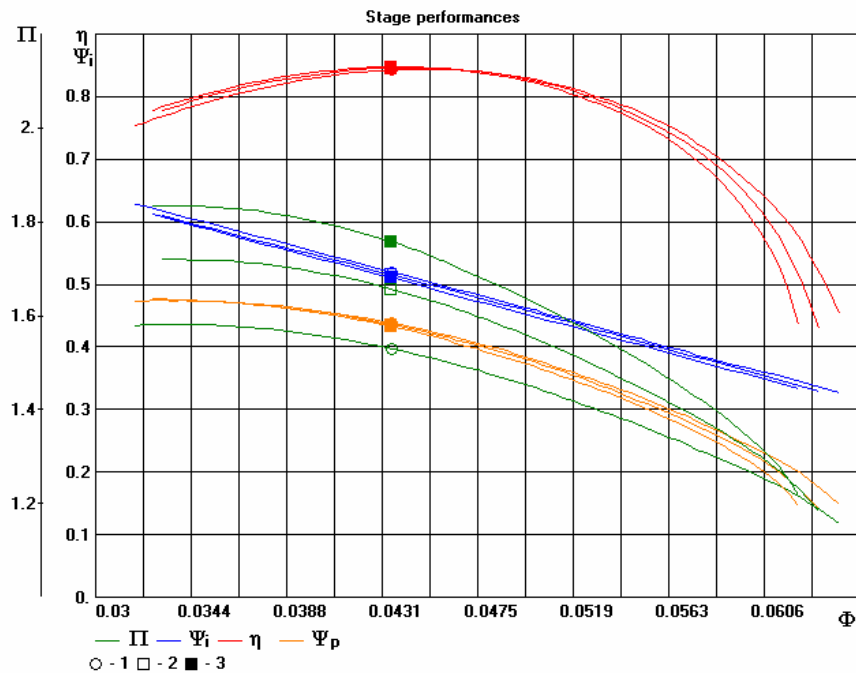


Рис. 3.131. Характеристики промежуточной ступени с ЛД при $k = 1,1; 1,4$ и $1,65$. $M_u = 0,95$ при $M_{up} = 0,60$. Расчет Методом универсального моделирования

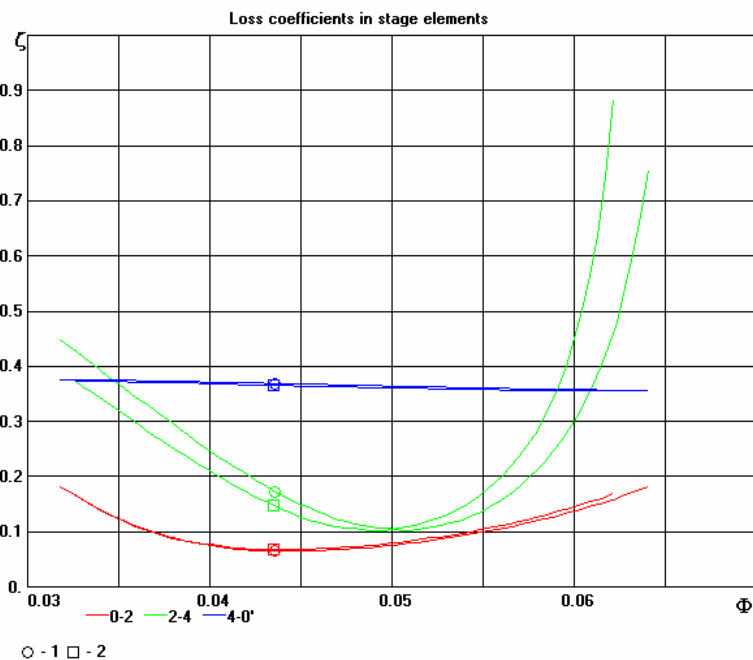


Рис. 3.132. Характеристики коэффициентов потерь РК и ЛД промежуточной ступени при $k = 1,1$ и $1,65$. $M_u = 0,95$ при $M_{up} = 0,60$, $k_p = 1,4$. Расчет Методом универсального моделирования

Представленные выше данные показывают, что при определении газодинамических параметров на расчетном режиме у ПЦК, работающих с любыми газами, можно пользоваться значениями η_p и ψ_{ip} модельных ступеней, испытанных на воздухе без каких-либо корректив. Расчеты характеристик при $\Phi \ll \Phi_p$ в принципе требуют учета рассогласования характеристик РК и ЛД. Это можно сделать с помощью программ Метода универсального моделирования.

Влияние критерия Рейнольдса и шероховатости поверхностей ПЧ. Критерий Рейнольдса характеризует соотношение между силами инерции и силами трения, возникающие при движении газа в проточной части. Этот критерий оказывает разное влияние на потери напора при ламинарном и турбулентном режимах течения. На рис. 3.133 показана зависимость безразмерных коэффициентов сопротивления цилиндра и шара в зависимости от критерия Рейнольдса. Видно, что сопротивление резко снижается и становится практически постоянным при $Re \geq 10^5 \div 10^6$.

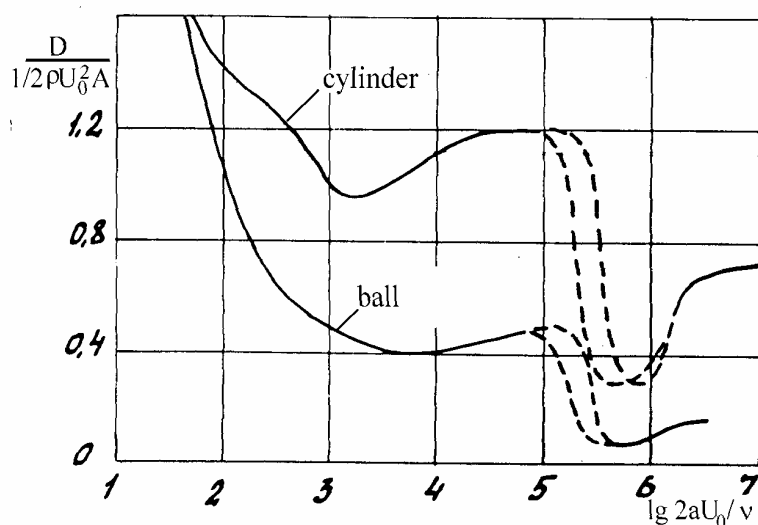


Рис. 3.133. Сопротивление цилиндра и шара в зависимости от критерия Рейнольдса [1]

Выделенная штриховыми линиями часть графиков на этом рисунке соответствует области перехода между ламинарным и турбулентным режимами течения. Как известно, турбулентный слой более устойчив к

отрыву, поэтому при его турбулизации с ростом Re зона отрыва в кормовой части цилиндра и шара уменьшается. Это и приводит к уменьшению вихревых потерь. Изменение критерия Рейнольдса в турбулентной области не меняет вихревых потерь, что следует иметь в виду.

В качестве основы для анализа влияния критерия Рейнольдса на потери трения обычно используют экспериментальные данные по сопротивлению труб. Трубы испытываются при разных числах Рейнольдса и относительной шероховатости стенок:

$$Re = \frac{cd}{\nu} = \frac{cd}{\mu} \rho = \frac{\bar{m}}{\frac{\pi}{4} d \mu}, \text{ т.к. } c = \frac{\bar{m}}{\rho \frac{\pi}{4} d^2}, \quad (3.127)$$

$\bar{k}_{\text{ш}} = \frac{k_{\text{ш}}}{d}$, где $k_{\text{ш}}$ — максимальная высота неровностей.

Экспериментальные данные представляются в виде зависимостей безразмерного коэффициента трения:

$$\lambda = \frac{\tau}{\rho \frac{c^2}{2}} = f(Re, \bar{k}_{\text{ш}}), \quad (3.128)$$

где $\tau = \mu' \frac{\partial c}{\partial n}$ — касательное напряжение трения с учетом турбулентности.

Потери напора из-за трения газа о стенки трубы равны:

$$h_w = \frac{\Delta p}{\rho} = \lambda \frac{l}{d} 0,5c^2. \quad (3.129)$$

Эта формула и другие формулы в этом разделе справедливы для каналов с **поперечным сечением любой формы** при условии, что вместо диаметра круглой трубы d используется так называемый **гидравлический диаметр**:

$$d_r = \frac{4f}{U}, \quad (3.130)$$

где f — поперечное сечение канала, U — его смоченный периметр.

Наиболее известны данные Никурадзе по испытанию труб с «песочной» шероховатостью (к поверхности приклеены песчинки разного

размера $k_{\text{ш}}$) и данные Мууди по испытанию труб с «технической», точнее с естественной (коррозия, загрязнение) шероховатостью, представленные на рис. 3.134:

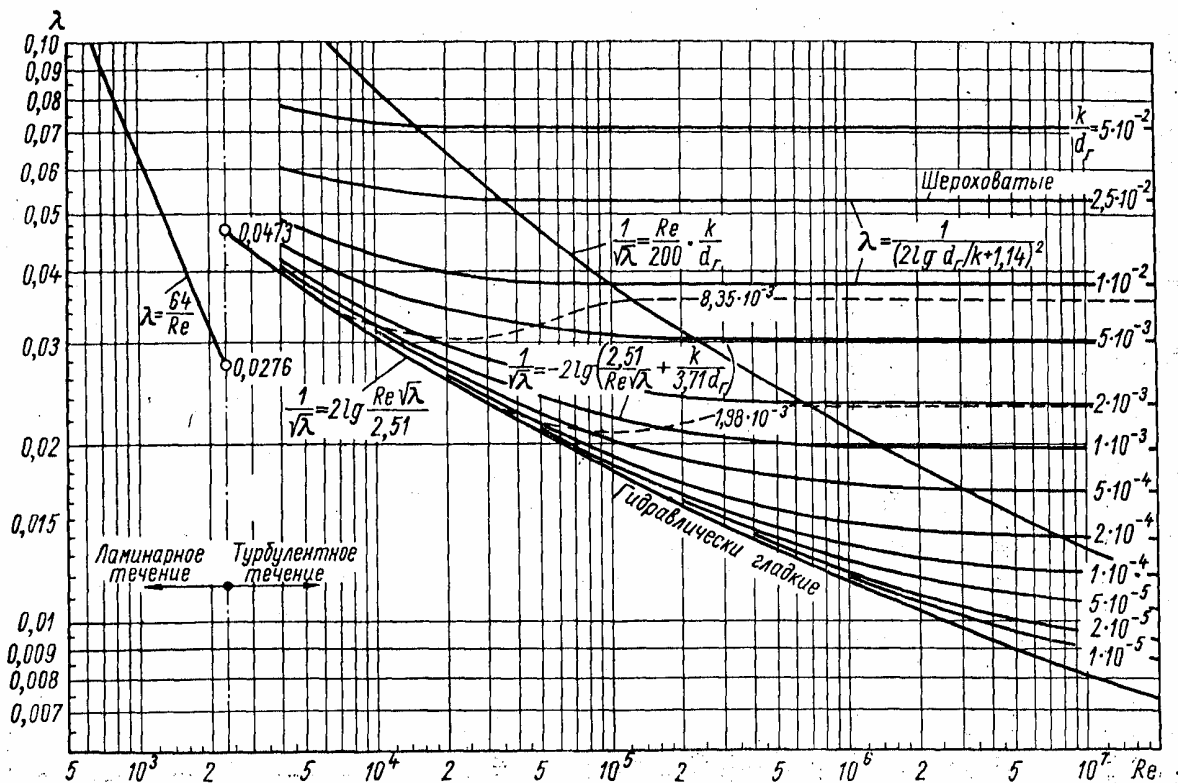


Рис. 3.134. Зависимость коэффициента трения λ от числа Re и относительной шероховатости k для труб: сплошные линии — данные Мууди; штриховые линии — данные Никурадзе

Эксперименты показали наличие **разных режимов течения**:

– ламинарный поток при $Re < 2,1 \cdot 10^3$. Здесь данные экспериментов хорошо описываются формулой:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.131)$$

– турбулентное течение вдоль гидравлически гладкой поверхности (шероховатости закрыты ламинарным подслоем). Коэффициент трения уменьшается с ростом Re . В диапазоне $Re = 2,1 \cdot 10^3 \div 10^5$ экспериментальные данные хорошо аппроксимируются формулой:

$$\lambda_{\text{гг}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (3.132)$$

При больших числах Рейнольдса в [12] рекомендована формула:

$$\lambda_{\text{гг}} = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}. \quad (3.133)$$

По его же данным предельная величина шероховатости, при которой поверхность является гидравлически гладкой, уменьшается с ростом Re по такому соотношению:

$$\bar{k}_{\text{шпред}} \leq \frac{8,15}{\text{Re} \sqrt{0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}}}. \quad (3.134)$$

– течение вдоль шероховатой поверхности — автомодельность по критерию Рейнольдса. При невыполнении условия (3.134) ламинарный подслоя становится тоньше высоты неровностей. Сопротивление движению определяется вихреобразованием при обтекании выступающих неровностей. Большинство поверхностей ПЧ обработано механически, поэтому характер неровностей зависит от направления обрабатывающего инструмента (резца, фрезы). На рис. 3.135 показана схема образования вихрей при движении газ поперек и вдоль неровностей:

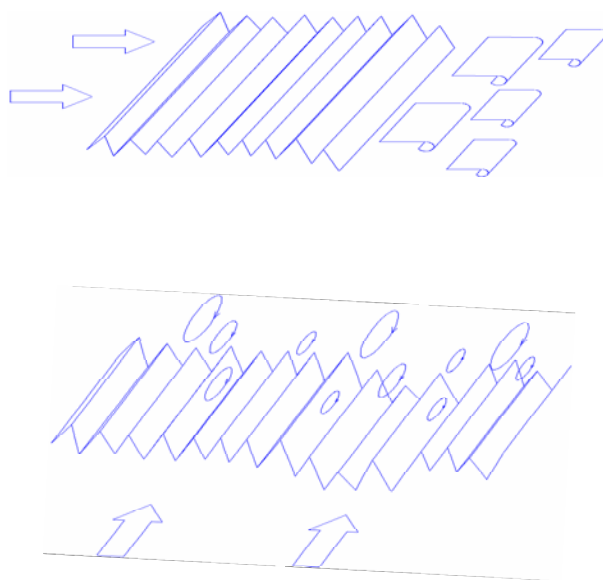


Рис. 3.135. Схема образования микро вихрей при движении газ поперек и вдоль неровностей поверхности ПЧ

При обтекании шероховатой поверхности сопротивление не зависит

от числа Рейнольдса. То есть, при переносе данных модельного компрессора на натуральный, условие $Re = idem$ не является обязательным. В просторечии говорят, что имеет место так называемая «автомодельность по Рейнольдсу». Значение числа Рейнольдса, при превышении которого коэффициент трения перестает зависеть от критерия Рейнольдса (граница автомодельности) определяется формулой:

$$Re_{га} = \frac{195}{\bar{k}_{ш} \sqrt{0,032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}}}. \quad (3.135)$$

В зоне автомодельности КПД и коэффициент напора модельного и натурального компрессоров будут одинаковы, если у них одинаковая относительная шероховатость, которая определяет коэффициент трения:

$$\lambda_{ам} = \frac{1}{(2 \lg(1/2\bar{k}) + 1,74)^2}. \quad (3.136)$$

– **переходная зона**, в которой коэффициент трения зависит и от критерия Рейнольдса, и от шероховатости. Здесь экспериментальные данные аппроксимируются формулой:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{пер}}} = 2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda_{пер}}} + 0,270 \bar{k}_{ш} \right). \quad (3.137)$$

Исследования влияния критерия Рейнольдса и шероховатости на газодинамические характеристики турбомашин выполнены в разных странах применительно к осевым и радиальным компрессорам, турбинам и насосам. При всем разнообразии подходов авторов, результаты качественно аналогичны рассмотренным выше. На рис. 3.136 показано влияние условного критерия Рейнольдса $Re_u = \frac{u_2 D_2}{\mu} \rho$ на КПД нескольких центробежных насосов.

Практические рекомендации для учета неравенства критериев Рейнольдса при испытании модельного ПЦК и натурального компрессора представлены в приложении к европейскому стандарту ISO 5389:1991(E) “Турбокомпрессоры — правила определения характеристик”.

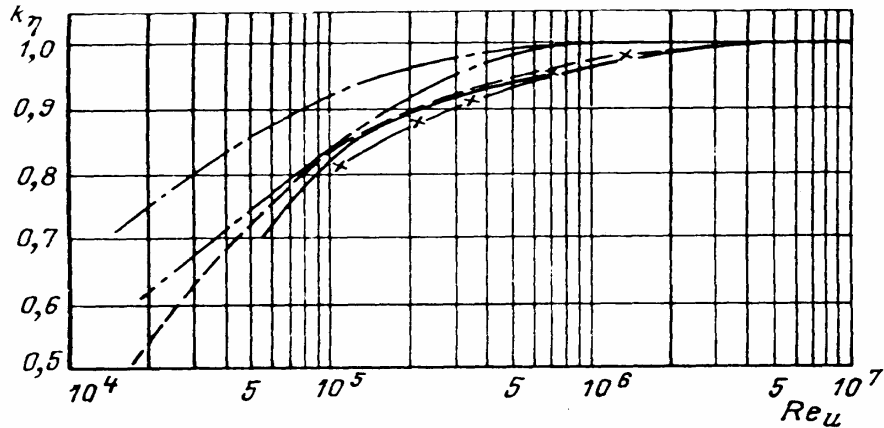


Рис. 3.136. Влияние условного критерия Рейнольдса $Re_u = u_2 D_2 \rho / \mu$ на КПД нескольких центробежных насосов [20]

Методика предполагает, что в центробежных компрессорах на расчетном режиме потери трения зависящие от Re и $\bar{k}_{ш}$ составляют 70%. Остальные 30% — это вихревые потери, на которые Re и $\bar{k}_{ш}$ не влияют.

Изменение параметров расчетного натурального ПЦК по сравнению с модельным определяют следующие соотношения:

– потеря КПД натурального и модельного ПЦК связаны соотношением:

$$\frac{\Delta \eta_{\text{нат}}}{\Delta \eta_{\text{мод}}} = \frac{1 - \eta_{\text{нат}}}{1 - \eta_{\text{мод}}} = \frac{0,3 + 0,7 \frac{\lambda_{\text{нат}}}{\lambda_{\infty}}}{0,3 + 0,7 \frac{\lambda_{\text{мод}}}{\lambda_{\infty}}}; \quad (3.138)$$

– коэффициент внутреннего напора:

$$\frac{\Psi_{i \text{ нат}}}{\Psi_{i \text{ мод}}} = 0,5 + 0,5 \frac{\eta_{\text{нат}}}{\eta_{\text{мод}}}; \quad (3.139)$$

– смещение расчетного режима по расходу:

$$\frac{\Phi_{\text{р нат}}}{\Phi_{\text{р мод}}} = \sqrt{\frac{\Psi_{i \text{ р нат}}}{\Psi_{i \text{ р мод}}}}. \quad (3.140)$$

Входящие в эти формулы коэффициенты потерь определяются соотношениями в зависимости от критерия Рейнольдса и относительной шероховатости. При этом за характерное число Рейнольдса принимается:

$$\text{Re}_b = \frac{u_2 b_2}{\mu} \rho_0^* = \text{Re}_u \bar{b}_2, \quad (3.141)$$

т.е. за характерный линейный размер принимается высота лопаток на выходе из РК b_2 .

Шероховатость так же относится к высоте лопаток b_2 . В расчет принимается средняя высота неровностей:

$$Ra = \frac{k_{iu}}{2}, \quad \bar{Ra} = \frac{Ra}{b_2}. \quad (3.142)$$

Входящие в формулы пересчета характеристик коэффициенты трения:

– коэффициент трения при предельном значении $\text{Re}_b = \infty$:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_\infty}} = 1,74 - 2 \lg \left(2 \frac{Ra}{b_2} \right); \quad (3.143)$$

– коэффициент трения модельного компрессора:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{мод}}}} = 1,74 - 2 \lg \left(2 \bar{Ra} + \frac{18,7}{\text{Re}_{b_{\text{мод}}} \sqrt{\lambda_{\text{мод}}}} \right); \quad (3.144)$$

– коэффициент трения натурального компрессора:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{нат}}}} = 1,74 - 2 \lg \left(2 \bar{Ra} + \frac{18,7}{\text{Re}_{b_{\text{нат}}} \sqrt{\lambda_{\text{нат}}}} \right). \quad (3.145)$$

Стандарт ISO 5389:1991(E) ограничивает область применения изложенной методики пересчета характеристик соотношениями критериев Рейнольдса модельного и натурального компрессоров, показанными на рис. 3.137.

Если речь идет о пересчете безразмерных характеристик испытанных на воздухе модельных ступеней, то характерные для них значения $\text{Re}_u \approx 5 \div 6 \cdot 10^6$. При относительной высоте лопаток модельных ступеней $b_2 / D_2 \approx 0,04$ для среднерасходных ПЦК среднего давления это эквивалентно $\text{Re}_b \approx 2 \div 2,5 \cdot 10^5$. Для малорасходных ступеней ПЦК высокого давления $\text{Re}_b \approx 10^5$.

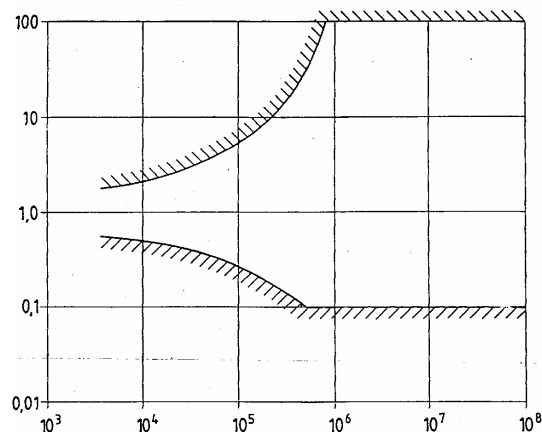


Рис. 3.137. Допустимый диапазон пересчета характеристик модельных испытаний на натурные условия (приложение к Международному стандарту ISO 5389:1991(E)).

По оси абсцисс $Re_{b_{нат}}$, по оси ординат $Re_{b_{мод}}/Re_{b_{нат}}$

В соответствии с границей применимости метода, характеристики таких модельных ступеней можно пересчитывать при $\frac{Re_{b_{мод}}}{Re_{b_{нат}}} \approx 0,4 \div 0,2$ и не менее 0,1 в любом случае.

В том случае, если $Re_{b_{мод}} > Re_{b_{нат}}$, то есть, испытания проведены при более высоких числах Рейнольдса, чем у натурального компрессора, зона пересчета практически не ограничена.

Обычная практика применения стандарта ISO 5389:1991(E) — это пересчет «воздушных» испытаний ПЦК на условия эксплуатации, как правило, при более высоких давлениях, т.е. при более высоких значениях критерия Рейнольдса, что обещает повышение КПД, расчетного расхода и полезного напора. Разумеется, производители ПЦК заинтересованы в применении методики пересчета, хотя бы в тех пределах, которые ограничены на рис. 3.137. Пример корректировки данных испытаний на натурные условия показан на рис. 3.138.

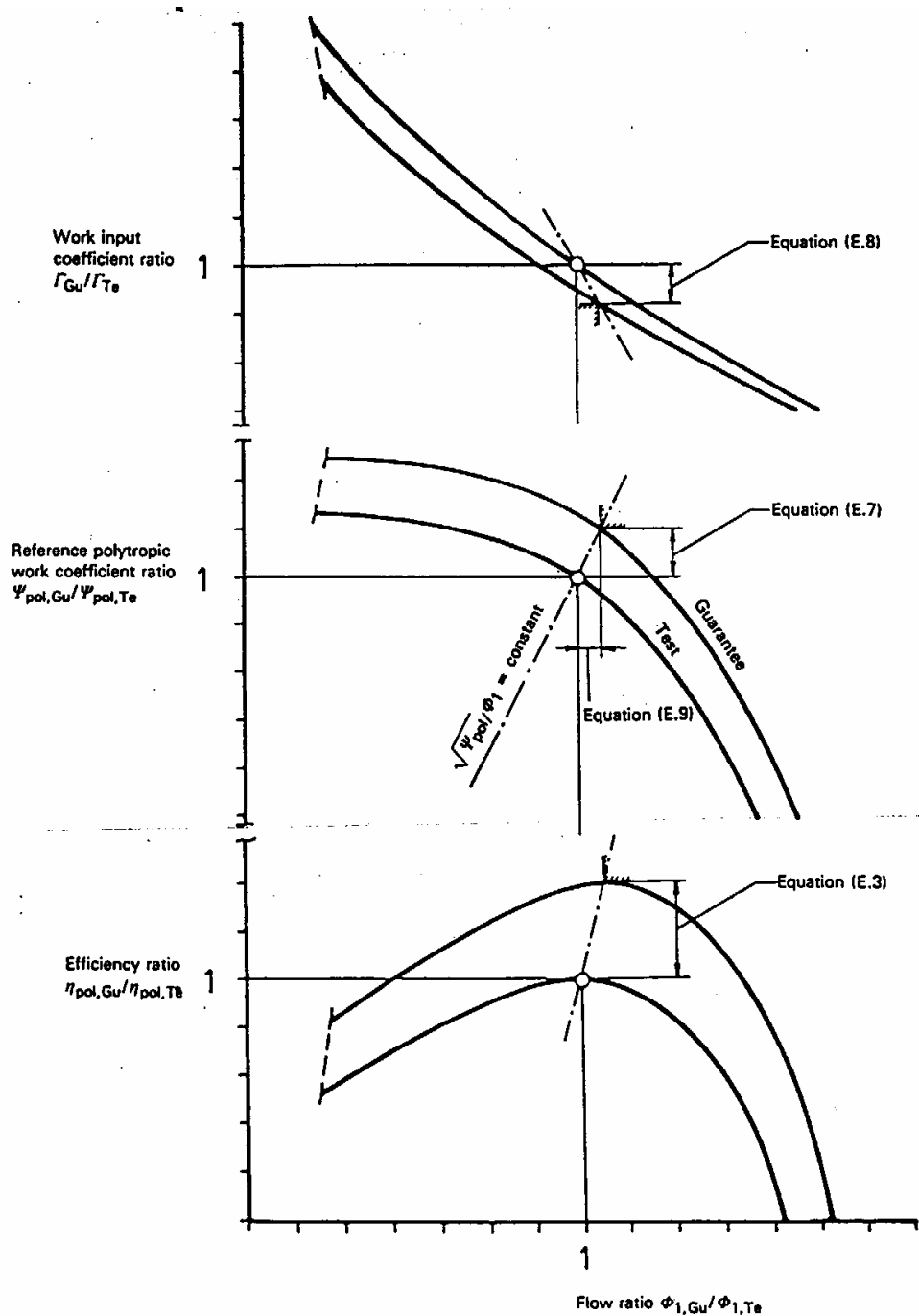


Рис. 3.138. Пример корректировки модельных характеристик на натурные условия. В обозначениях осей координат $G_u = \text{нат}$, $T = \text{мод}$.
(Международный стандарт ISO 5389:1991(E))

Подтверждая практическую значимость и целесообразности применения изложенной выше методики, следует указать на ее сугубо

приближенный характер. Например, в основе пересчета — деление потерь трения и отрыва $7/3$ на расчетном режиме. Можно полагать, что для ступеней разных типов это соотношение неодинаково. Из анализа рабочего процесса ясно, что в низконапорных ступенях доля потерь трения больше. Соотношение этих видов потерь не таково на нерасчетных режимах, но методика допускает параллельный перенос модельных характеристик в соответствии с изменением положения расчетной точки.

Использование аналогии с потерями трения в трубе характерно не только для изложенной методики, но и для ряда формул, предложенных другими авторами. Строго говоря, такой подход неправомерен. Течение в трубе развитое, то есть, в нем отсутствует невязкое ядро потока. Это не так для ПЧ средне- и высокорасходных ступеней, по крайней мере, для их рабочих колес. В силу описанных выше особенностей, на основном и покрывающем дисках пограничные слои очень тонкие. В направлении между лопатками измерения также показывают четкое разделение потока на вязкую и невязкую часть.

Из этого следует, что принципиально правильным может быть подход к оценке роли критерия Рейнольдса и относительной шероховатости по аналогии с обтеканием пластинки внешним потоком. Ранее на рис. 1.31 показана диаграмма зависимости коэффициента силы сопротивления от критерия Рейнольдса $Re_w = \frac{w_\infty l}{\mu} \rho$ и $\frac{l}{k_{ш}}$ — величины, обратной относительной шероховатости:

$$C_f = \frac{F_{тр}}{\rho \frac{w_\infty^2 l}{2}} \left(\frac{1}{M} \right), \quad (3.146)$$

– коэффициент силы сопротивления трения пластинки шириной 1 м.

В Методе универсального моделирования учет влияния Re_w , $l/k_{ш}$ на газодинамические характеристики сделан на этой основе. Так как в Методе потери напора рассчитываются с учетом их деления по месту возникновения и по физической природе, нет необходимости в грубых упрощениях, используемых в методике, описанной выше. Пример расчета в области, где поверхности гидравлически гладкие, показан на рис. 3.139.

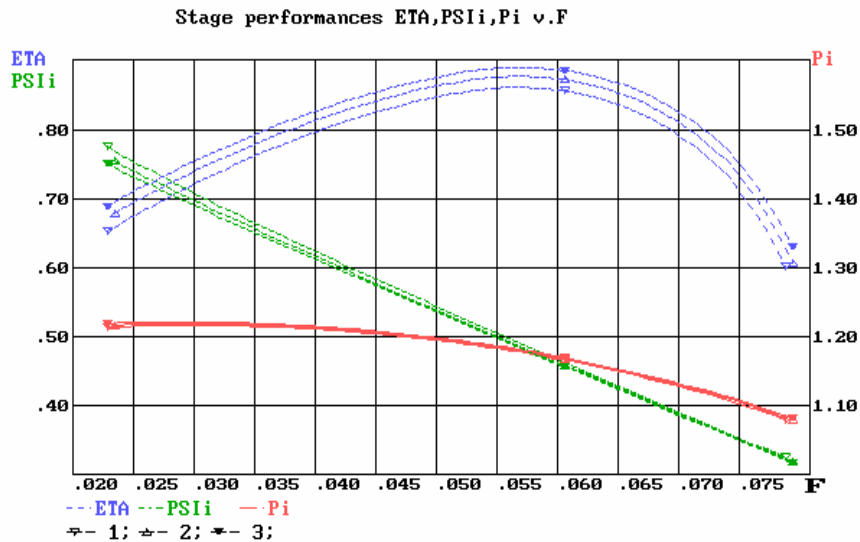


Рис. 3.139. Влияние условного числа Рейнольдса на безразмерные характеристики ступени с БЛД: 1 — $Re_u = 5 \cdot 10^6$; 2 — $Re_u = 5 \cdot 10^7$; 3 — $Re_u = 5 \cdot 10^8$

3.7.3. Способы изменения характеристик центробежных ступеней

Цели и способы изменения характеристик.

Главным недостатком ТК, в частности и центробежных компрессоров, является снижение КПД при нерасчетных режимах, т.е. при $\Phi \ll \Phi_p$. В лопаточных аппаратах РК, ЛД и ОНА это происходит из-за того, что при уменьшении расхода лопаточные аппараты обтекаются с положительным углом атаки, а при увеличении расхода — с отрицательным углом атаки. В результате при увеличенном расходе полезный напор уменьшается быстрее естественного снижения напора в связи с наклоном напорной характеристики. При уменьшенном расходе полезный напор сначала растет не так быстро, как растет теоретический напор, а затем начинает уменьшаться, что вызывает недопустимое явление помпажа.

Практически важная задача — расширение зоны экономичной и устойчивой работы ступени. Речь идет о том, что при изменении состояния сети, требующей большего или меньшего расхода газа, характеристика ступени менялась бы таким образом, чтобы на новом режиме экономичность ступени была как можно большей, а граница помпажа и

максимального расхода удалялись от расчетного режима.

Изменение безразмерных характеристик возможно за счет изменения формы проточной части. Логичный путь — изменение углов установки лопаточных аппаратов в соответствии с изменением треугольников скоростей при изменении расхода, или изменение поперечного сечения каналов. В центробежной ступени в зависимости от схемы присутствуют следующие лопаточные аппараты:

- концевая ступень с БЛД — один лопаточный аппарат рабочего колеса;
- то же с ЛД — лопаточные аппараты рабочего колеса и диффузора;
- промежуточная ступень с БЛД — лопаточные аппараты рабочего колеса и ОНА;
- промежуточная ступень с ЛД — все три лопаточных аппарата.

Поворот лопаток РК конструктивно сложен, тем не менее, нашел некоторое применение в крупных центробежных вентиляторах [2]. В промышленных и транспортных ЦК такое решение практически не осуществимо из-за колоссальных механических нагрузок в поле центробежных сил. Изменение формы ПЧ неподвижных элементов менее проблемно:

- поворот лопаток диффузора находит применение и будет рассмотрен ниже;

- поворот лопаток ОНА изучался экспериментально на кафедре КВХТ с положительными результатами, но из-за конструктивных сложностей перспективы использования такого способа невелики;

- как известно, в БЛД ударных потерь нет, но при $\Phi < \Phi_p$ снижение его эффективности происходит из-за уменьшения угла абсолютной скорости. Одним из авторов предложен и запатентован способ улучшения работы ступени при $\Phi < \Phi_p$ — уменьшение ширины БЛД по мере уменьшения расхода ступени (при уменьшении ширины БЛД угол потока в нем растет). Испытания модельной ступени с комбинированным диффузором «БЛД с $D_3/D_2 = 1,40 + \text{ЛД}$ » при разных значениях $b_3 < b_2$ показали смещение характеристик влево, и даже практическое исчезновение помпажа при очень малой ширине безлопаточной части

диффузора. Практического применения такая схема пока не нашла.

Соответствующее изменение формы ПЧ неподвижных элементов уменьшает потери в них на нерасчетных расходах. При этом увеличивается полезный напор $\psi_p = f(\Phi) = \psi_i \eta_p$ при $\Phi \ll \Phi_p$. Характеристика КПД становится более пологой, зона работы ступени расширяется. Изменение напорной характеристики $\psi_i = f(\Phi)$ при этом не происходит.

Для смещения напорной характеристики и характеристики КПД РК нужно воздействовать на само рабочее колесо. У некоторых ЦВ для смещения характеристик РК применяются схемы, показанные на рис. 3.140.

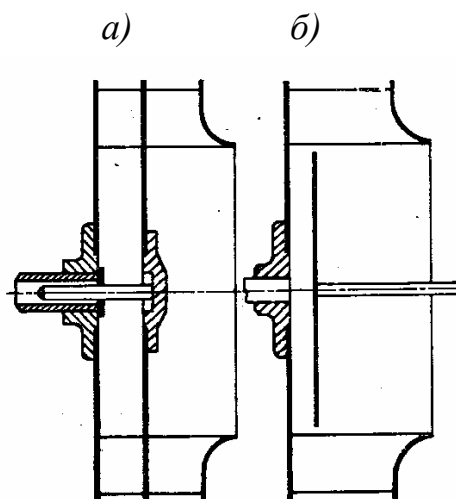


Рис. 3.140. РК с передвижными дисками [2]

В схеме *а)* при перемещении основного диска вправо активная высота лопаток уменьшается, характеристика напора и КПД РК смещается в сторону меньших расходов. Более простая, но менее эффективная схема *б)* уменьшает не высоту лопаток, но проходное сечение активной части потока на входе в РК.

Практическое применение во всех типах ЦК находит принцип создания предварительной закрутки потока на входе в РК в зависимости от режима работы ступени. Как известно, теоретический напор и коэффициент теоретического напора определяются уравнением Эйлера:

$$h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1, \quad \psi_T = \frac{h_T}{u_2^2} = \bar{c}_{u2} - \bar{c}_{u1}\bar{D}_1 = (1 - \varphi_2 \operatorname{ctg}\beta_2) - \varphi_0 \operatorname{ctg}\alpha_0 \cdot \bar{D}_1.$$

На расчетных режимах ступени ЦК, как правило, не имеют предварительной закрутки. В сечении «0» на входе в РК поток движется в меридиональной плоскости, угол потока $\alpha_0 = 0$. При выходе потока из РК с углом $\beta_2 < 90^\circ$ уменьшение расхода ($\varphi_2 < \varphi_{2p}$) ведет к росту коэффициента теоретического напора. Для того, чтобы напорная характеристики сместилась в сторону меньших расходов, на входе нужно создать положительную закрутку $c_{u0} > 0$, которая получается, если поток направлен под углом $\alpha_0 < 90^\circ$. При расходе больше расчетного, для поддержания уменьшающегося теоретического напора нужно создать отрицательную закрутку $c_{u0} < 0$ при $\alpha_0 > 90^\circ$.

Входные треугольники при положительной и отрицательной закрутке показаны на рис. 3141.

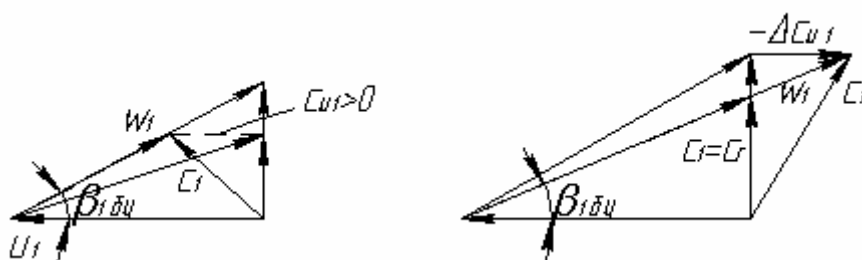


Рис. 3.141. Входные треугольники скоростей при создании положительной (слева) и отрицательной (справа) закрутки потока перед РК

Соотношения между φ_0 и φ_1 , c_{u0} и c_{u1} очевидны. Так как угол потока в относительном движении равен $\beta_1 = \arctg \frac{\varphi_1}{D_1 - c_{u1}}$, при введении положительной закрутки при том же расходе угол входа потока увеличивается, т.е. приближается к условию безударного входа на режимах с $\varphi_1 < \varphi_{1p}$. На режимах с $\varphi_2 > \varphi_{2p}$ для приближения к условию безударного входа надо придавать потоку отрицательную закрутку. Таким образом, введение положительной закрутки потока на входе в РК одновременно смещает в сторону меньших расходов и напорную характеристику, и режим безударного входа в РК. Введение отрицательной закрутки дает противоположный эффект. Примеры изменения характеристик ступеней ЦК с помощью предварительной закрутки потока

рассмотрены ниже.

Изменение угла установки лопаток диффузора.

Пример устройства для поворота лопаток диффузора представлен на рис. 3.142. Поворот лопаток в процессе работы ЦК осуществляется сервомотором по сигналу датчиков, регистрирующих изменения в состоянии сети. Назначение устройства — обеспечить преимущество ступени с ЛД над менее экономичной ступенью с БЛД, не только вблизи расчетной точки, но во всем возможном диапазоне расходов.

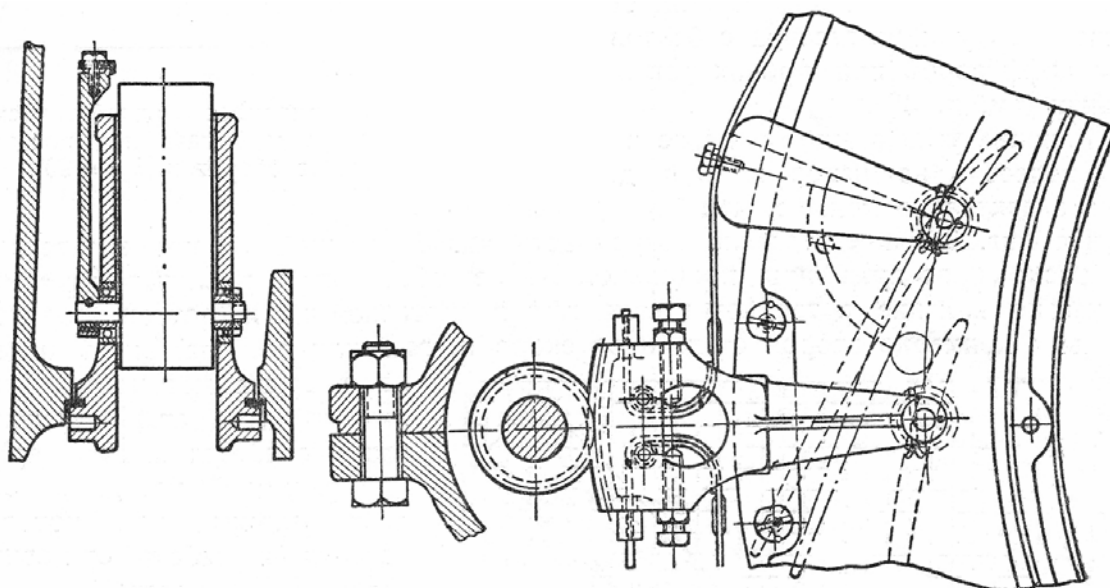


Рис. 3.142. Конструктивная схема устройства для поворота лопаток диффузора

На рис. 3.143 показаны характеристики ступени с БЛД, а на рис. 3.144 — ступени с ЛД на те же параметры в расчетной точке, но с различными углами установки лопаток. На расчетном режиме угол входа на лопатки ЛД равен $\alpha_{л3} = 23^\circ$. На рисунке показаны так же характеристики этой ступени при повороте лопаток ЛД в сторону уменьшения входного угла ($\alpha_{л3} = 18^\circ$ и 13°), и в сторону его увеличения ($\alpha_{л3} = 28^\circ$ и 33°).

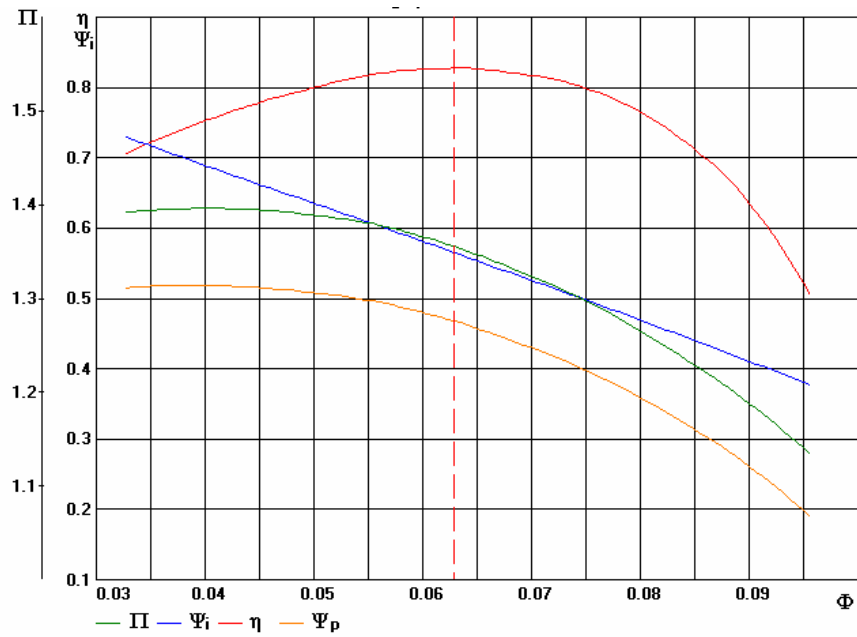


Рис. 3.143. Характеристики промежуточной ступени РК + БЛД + ОНА. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

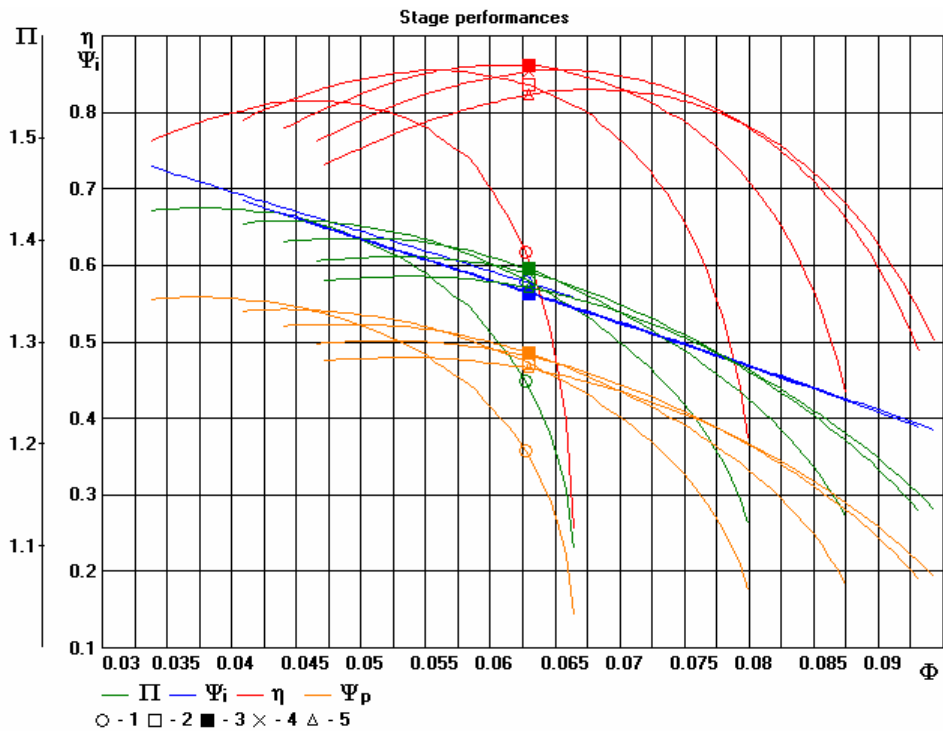


Рис. 3.144. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА поворотом лопаток диффузора. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

Сопоставление характеристик ступеней с БЛД и с ЛД при расчетном угле установки ЛД:

– разница в КПД на расчетном режиме примерно 2,5% в пользу ступени с ЛД;

– КПД ступени с БЛД выше 80% в диапазоне $\Phi = 0,050 \div 0,075$. КПД ступени с ЛД без поворота лопаток выше 80% в диапазоне $\Phi = 0,045 \div 0,073$. За пределами этого диапазона ступень с БЛД эффективнее;

– граница помпажа ступени с ЛД без поворота лопаток соответствует $\Phi_{cr} = 0,0475$, в то время как у ступени с БЛД $\Phi_{cr} = 0,0375$;

– КПД ступени с БЛД снижается до 50% при $\Phi = 0,0955$, а у ступени с ЛД без поворота лопаток — при $\Phi = 0,086$.

Более широкая зона работы является серьезным преимуществом ступени с БЛД, которое она утрачивает, если лопатки ЛД могут менять угол установки в процессе работы. При повороте лопаток ЛД эта ступень работоспособна в том же диапазоне расходов, что и ступень с БЛД, но имеет более высокий КПД. Зависимости коэффициентов потерь $\zeta = f(\Phi)$ элементов ступени с поворотными лопатками диффузора показаны на рис. 3.145. При повороте лопаток ЛД характеристики $\zeta_{лд} = f(\Phi)$ смещаются относительно расчетного режима, что и вызывает изменение характеристик ступени.

Устройство для поворота лопаток усложняет и удорожает конструкцию. Загрязнение проточной части может привести к заклиниванию механизма поворота. Если точка приложения аэродинамической силы не совпадает с осью вращения, механизм поворота должен преодолевать возникающий момент. Поворотные лопатки устанавливаются в корпусе с зазором, отчего возникают концевые потери. В приведенных выше примерах расчетов Методом универсального моделирования возможные отрицательные эффекты не учитываются.

В ПЦК поворотные лопатки ЛД применяются редко. Чаще их применяют в одноступенчатых ЦК турбонаддува крупных ДВС.

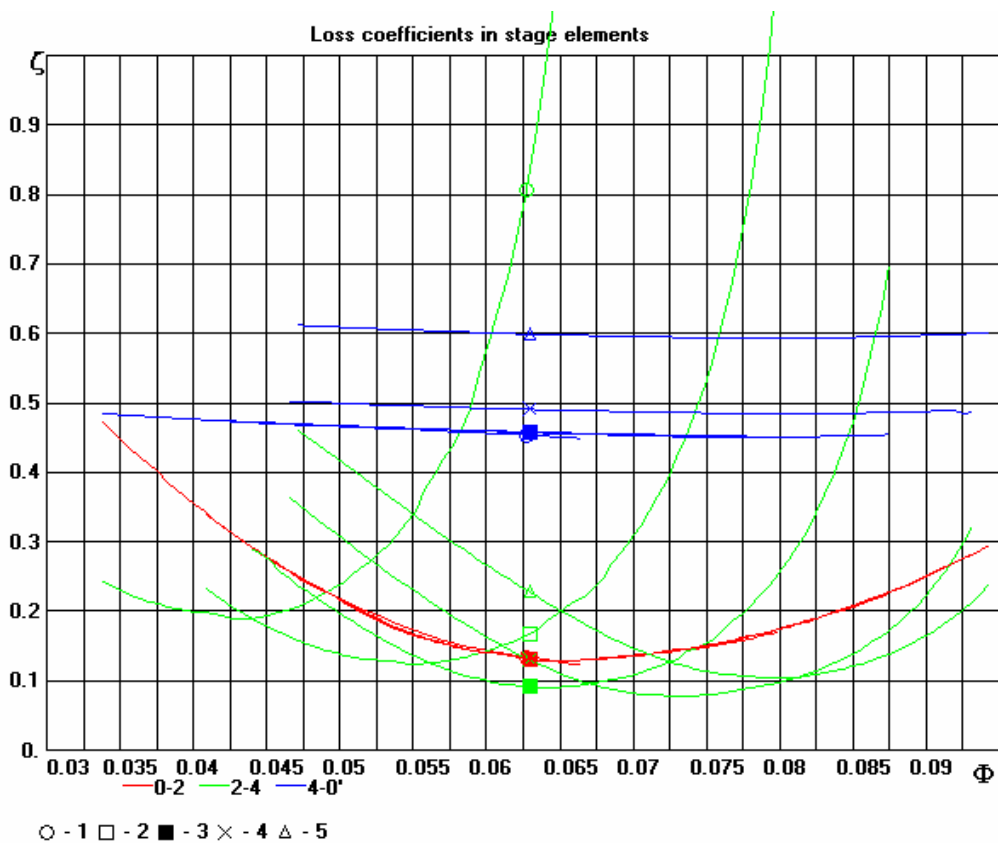


Рис. 3.145 . Зависимости $\zeta_{РК}$, $\zeta_{ЛД}$, $\zeta_{ОНА} = f(\Phi)$ промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА с поворотными лопатками диффузора. $M_u = 0,70$.
Расчет Методом универсального моделирования

Изменение характеристик за счет предварительной закрутки потока перед РК.

Для создания закрутки, требуемой в тот или иной момент эксплуатации ЦК, применяются входные направляющие аппараты с поворотными лопатками. Перед РК с осевым подводом возможно применение осевых ВхПНА, у типичных ПЦК — радиальные ВхПНА — рис. 3.146. Поворотные лопатки на нерасчетном режиме обтекаются с углом атаки, что ведет к росту их сопротивления. По данным кафедры КВХТ разрезные лопатки с не поворачивающейся первой половиной (рис. 3.147) повышают КПД на режимах регулирования.

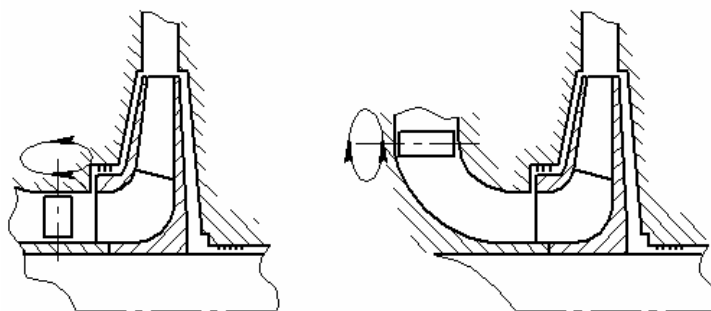


Рис. 3.146. Схема установки ВхПНА: слева — с осевым подводом газа; справа — с радиальным подводом газа

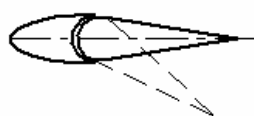


Рис. 3.147. Разрезная лопатка для создания предварительной закрутки. Входная часть лопатки неподвижна (толщина лопатки увеличена для наглядности)

На рис. 3.148, 3.149 показано изменение характеристик промежуточной ступени с ЛД и с БЛД при повороте лопаток ПНА, соответствующим углам потока $\alpha_0 = 120^\circ, 105^\circ$ (отрицательная закрутка), 90° (нулевая закрутка), $75^\circ, 60^\circ, 45^\circ$ (положительная закрутка).

Примеры показывают большую эффективность изменения характеристик введением положительной закрутки на входе в РК. Из-за уменьшения скорости w_1 при $c_{u1} > 0$ даже есть тенденция повышения КПД ступени, подтвержденная экспериментально на кафедре КВХТ. Сдвигка характеристик в сторону большего расхода ведет к быстрому снижению КПД из-за роста скорости на входе в РК при отрицательной закрутке.

В сторону уменьшения производительности лопатки можно повернуть очень сильно, перекрывая почти все сечение. При повороте лопаток создается большое сопротивление, от чего понижается плотность газа и снижается массовый расход. Этот дополнительный эффект дросселирования газа на всасывании усиливает сдвигку характеристик в сторону меньшей производительности. Эффект дросселирования препятствует увеличению массового расхода при создании отрицательной

закрутки. Возможности перемещения характеристик вправо ограничены как быстрым снижением КПД из-за роста относительной скорости в РК, так и дросселированием газа в ПНА.

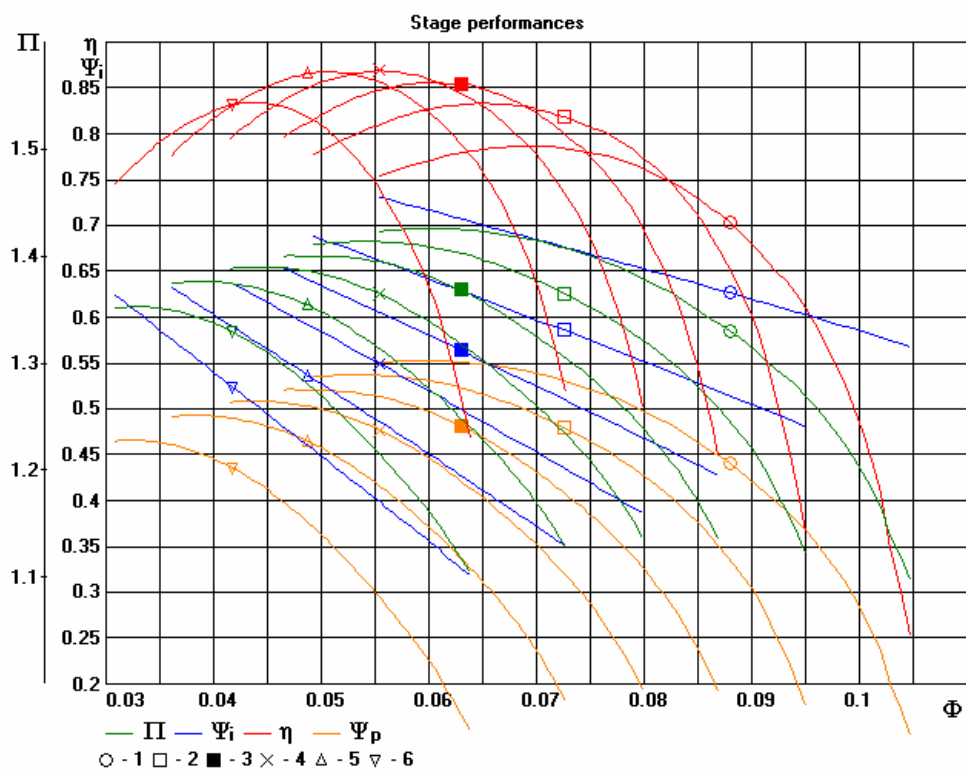


Рис. 3.148. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + ЛД + ОНА поворотом лопаток входного направляющего аппарата. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

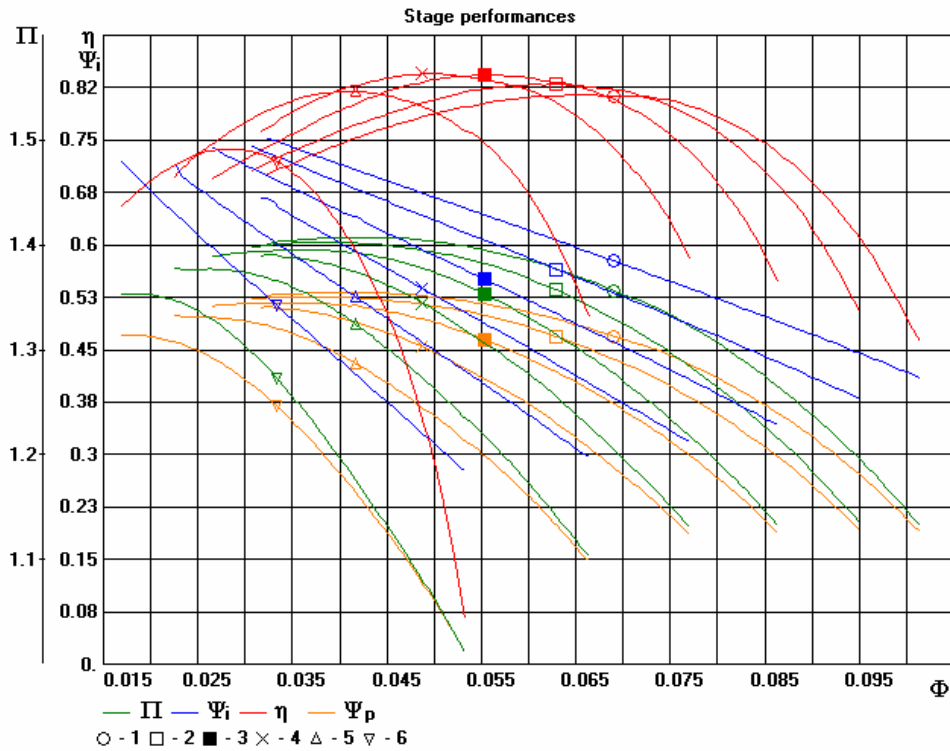


Рис. 3.149. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + БЛД + ОНА поворотом лопаток входного направляющего аппарата. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

Изменение характеристик за счет предварительной закрутки на входе и поворота лопаток ЛД.

Возможности изменения характеристик ступеней с ЛД расширяются при комбинации двух описанных способов. На рис. 3.150 для примера показано, как можно осуществить дальнейшую сдвигку характеристик в сторону меньших расходов, если положительную закрутку сопроводить поворотом лопаток ЛД в сторону уменьшения входного угла. Разумеется, при реализации такого метода изменение положения лопаток ПНА и ЛД происходит одновременно и согласованно.

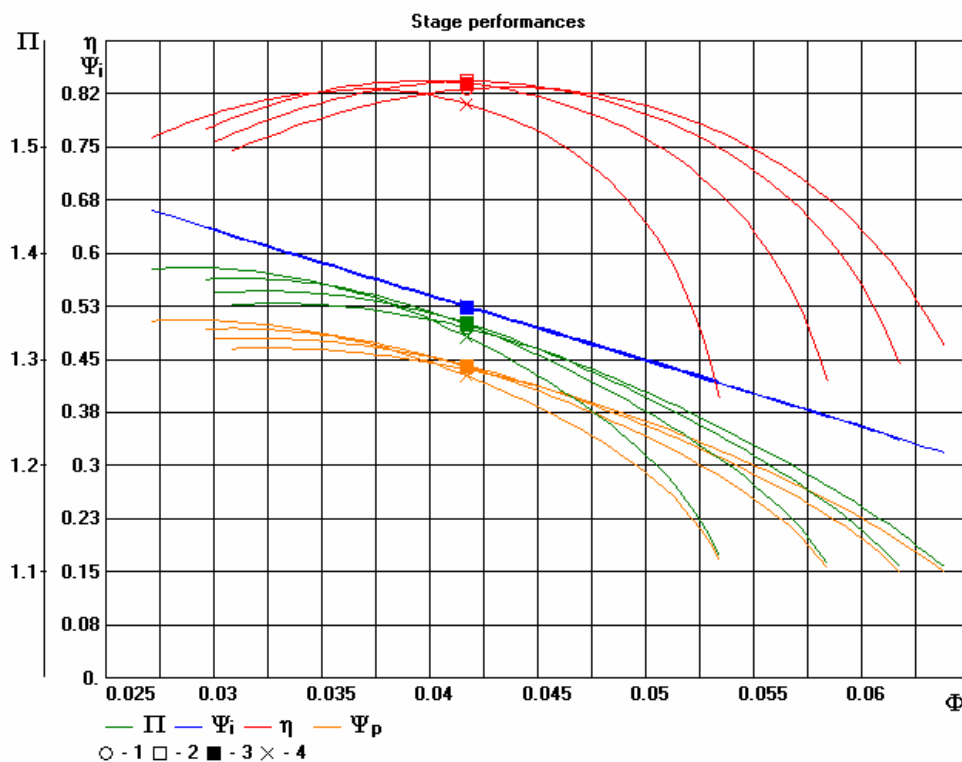


Рис. 3.150. Изменение характеристик промежуточной ступени РК + БЛД + ОНА поворотом лопаток ВНА и одновременно поворотом лопаток диффузора. $M_u = 0,70$. Расчет Методом универсального моделирования

Хотя наличие двух механизмов поворота усложняет и удорожает конструкцию, хороший эффект от согласованного поворота ПНА и лопаток диффузора делает такое решение привлекательным в случае особенно высоких требований сети к ширине зоны работы ЦК.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бетчелор Д. Введение в динамику жидкости. — М.: Мир, 1973. — 758 с.
2. Брук А.Д., Матикашвили Т.И., Невельсон М.И. и др. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С. Соломаховой. — Москва: Машиностроение, 1975. — 415 с.
3. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. — Москва: Машиностроение, 1986. — 284 с.
4. Галеркин Ю.Б. Вопросы проектирования проточной части центробежных компрессоров природного газа // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке. Тр. XIII-й Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. Т. 2. — Сумы: Изд-во СумГУ, 2004. С. 166–188.
5. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А., Прокофьев А.Ю. Анализ эффективности элементарных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток // Компрессорная техника и пневматика. 2005. № 1. С. 13–19.
6. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Анализ эффективности пространственных лопаточных решеток осевых компрессоров по данным продувок плоских решеток // Компрессорная техника и пневматика. 2005. №3. С. 22–28.
7. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Расчетный анализ характеристик осевых компрессорных ступеней // Компрессорная техника и пневматика. 2005. №5. С. 26–33.
8. Галеркин Ю.Б., Попов Ю.А. Анализ пространственного потока в «негомогенных» осевых компрессорных ступенях // Компрессорная техника и пневматика. 2006. №4. С. 11–19.
9. Гофлин А.П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. — М.; Л.: Машгиз, 1959. — 303 с.
10. Ден Г.Н. Механика потока в центробежных компрессорах. — Ленинград: Машиностроение, 1973. — 270 с.
11. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. — Москва: Мир, 2000. — 688 с.
12. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1978. — 736 с.
13. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, 1981. — 351 с.
14. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1982. — 271 с.
15. Солдатова К. В. Анализ движения газа в зазоре покрывающий диск — корпус центробежной компрессорной ступени численными методами и рекомендации по проектированию: Дис. ... канд. техн. наук / СПбГПУ. — СПб., 2007. — 180 с.

16. Теория и расчет турбокомпрессоров (учебное пособие для студентов ВУЗов). Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б., Анисимов С.А. и др. Под общей редакцией К.П. Селезнева — Л.: Машиностроение, 1986. — 392 с.
17. Труды научной школы компрессоростроения СПбГТУ. Под ред. Ю.Б. Галеркина. СПб., НПК СПбГТУ, 2005. — 496 с.
18. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
19. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. — М.: Машиностроение, 1995. — 240 с.
20. Ippen A.T. The Influence of Viskosity on Centrifugal Pump Perfomance // Tran. ASME. 1946. Vol. 68, November. P. 823–848.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	3
1. Ступень турбокомпрессора	5
1.1. Состав проточной части	5
1.2. Состав ступеней	6
1.3. Характерные скорости ОК и ЦК	6
1.4. Производительность ступени. Коэффициенты расхода	7
1.5. Условный коэффициент расхода	10
1.6. Коэффициент теоретического напора	11
1.7. Коэффициент политропного напора	15
1.8. Безразмерное число оборотов	16
1.9. Степень реактивности	19
1.10. Политропный КПД	21
1.11. Адиабатный КПД	28
1.12. Газодинамические характеристики	29
1.13. Характеристики сети. Граница устойчивой работы (граница помпажа)	43
1.14. Особые точки характеристик турбокомпрессора	49
1.15. Влияние критериев подобия на газодинамические характеристики ступени	50
1.15.1. Общие положения	50
1.15.2. Влияние показателя изоэнтропы k	51
1.15.3. Влияние критерия M (или λ)	54
1.15.4. Сверхзвуковые скорости в дозвуковых ступенях	61
1.15.5. Выводы по влиянию чисел M или λ	66
1.15.6. Влияние критерия Re	66
2. Ступень осевого компрессора	72
2.1. Профилирование лопаточных аппаратов по среднему радиусу	72
2.1.1. Классификация осевых ступеней по степени реактивности	72
2.1.2. Треугольники скоростей на режимах, отличных от расчетного	80
2.2. Использование результатов продувки плоских решеток для профилирования лопаточных аппаратов осевых ступеней	84
2.2.1. Связь между основными безразмерными коэффициентами ступени	84
2.2.2. Оценка совершенства лопаточных решеток ОК с помощью фактора диффузорности	88
2.3. Второй этап профилирования. Расчет треугольников скоростей по высоте лопаток	92

2.3.1. Пространственный поток с постоянной циркуляцией скорости по высоте лопатки	92
2.3.2. Пространственный поток с постоянной степенью реактивности по высоте лопатки	97
2.3.3. Обобщенный закон построения пространственного потока	100
2.4. Выбор параметров и определение размеров осевой ступени	102
2.5. Построение аэродинамической формы лопаток	118
2.6. Различие в условиях работы плоских решеток и лопаточных решеток реальных ступеней	123
2.7. Характеристики осевых ступеней. Влияние критериев подобия	126
2.8. Способы изменения газодинамических характеристик	129
2.9. Ступени предельных параметров	133
3. Ступень центробежного компрессора	148
3.1. Основы одномерной теории ступени	148
3.2. Внешние (щелевые) потери в рабочем колесе. Коэффициенты дискового трения и внутренних протечек	174
3.3. Основы профилирования проточной части центробежной компрессорной ступени	197
3.3.1. Определение размеров РК в меридиональной плоскости	197
3.3.2. Определение размеров лопаточной решетки РК в радиальной плоскости	216
3.3.3. Роль условного коэффициента расхода на расчетном режиме Φ_p	240
3.3.4. Неподвижные элементы проточной части центробежного компрессора	245
3.4. Пространственный поток в центробежной ступени	304
3.5. Особенности проточной части транс- и сверхзвуковых ступеней	320
3.6. Особенности центробежных вентиляторов. Общие положения	330
3.7. Характеристики центробежных компрессорных ступеней	336
3.7.1. Проектирование по подобию. Модельные ступени	336
3.7.2. Влияние критериев подобия на характеристики центробежных ступеней	343
3.7.3. Способы изменения характеристик центробежных ступеней	359