5. СТУПЕНЬ ТУРБОКОМПРЕССОРА

5.1. СОСТАВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И СТУПЕНЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Проточная часть ОК состоит из входного устройства, группы ступеней и выходного устройства — рис. 5.1.1. Проточная часть ЦК состоит из входного устройства и группы ступеней. Выходное устройство является частью последней (концевой) ступени. У многоступенчатых компрессоров газ последовательно переходит из предыдущей ступени в последующую ступень, получая от рабочего колеса каждой из них механическую работу, идущую на его сжатие и перемещение, изменение кинетической энергии и на преодоление сопротивления движению (уравнение Бернулли). В ступенях турбокомпрессора осуществляется основной рабочий процесс ТК.

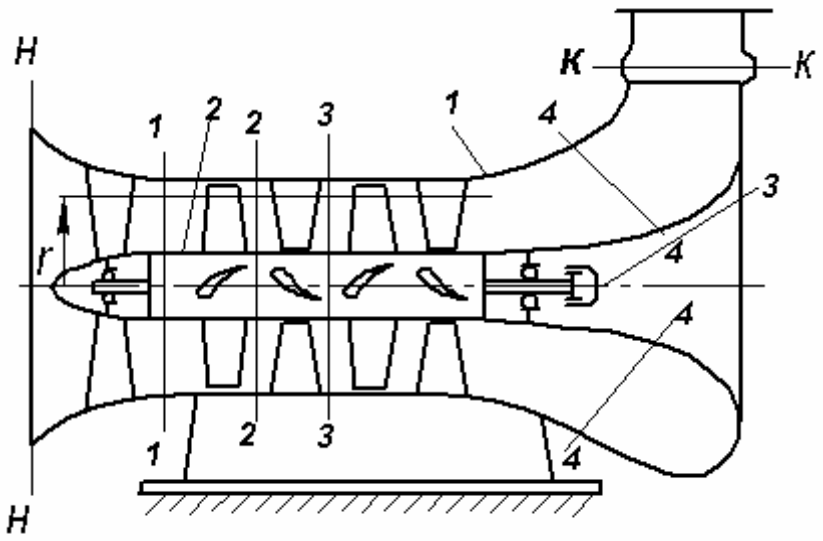


Рис. 5.1.1. Схема многоступенчатого (двухступенчатого) осевого компрессора

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

На выходе из последней ступени поток может иметь закрутку, для устранения которой устанавливают дополнительный ряд лопаток — **спрямляющий аппарат (СА)**. СА также не относят к группе ступеней, а включают в состав выходного устройства.

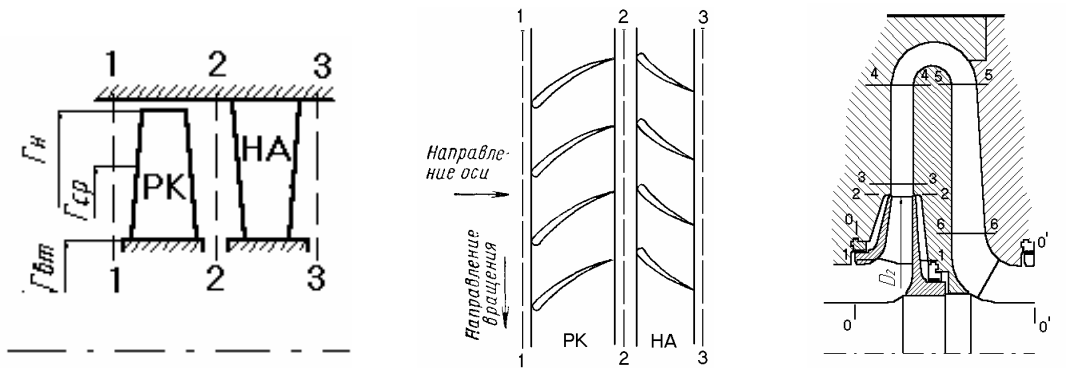
Ступень осевого компрессора состоит из рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА) — (рис. 5.1.2 а).

Ступени ЦК состоят из трех элементов (рис. 5.1.2 б):

– рабочее колесо того или иного типа (радиальное, осерадиальное),

– диффузор того или иного типа (лопаточный, безлопаточный, канальный),

– обратно-направляющий аппарат для подвода газа к последующей ступени, или выходное устройство у последней (концевой) ступени.



а) б)

Рис. 5.1.2. Схемы ступеней:
(а) – схема осевой ступени и развертка на плоскость кольцевых лопаточных решеток рабочего колеса и направляющего аппарата; (б) – схема центробежной ступени

5.2. ХАРАКТЕРНЫЕ СКОРОСТИ В СТУПЕНЯХ ОСЕВЫХ И ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Рабочий процесс ТК осуществляется в результате взаимодействия лопаточных аппаратов с рабочим телом — газом, движущимся с высокими скоростями. Соотношение между абсолютной, относительной и переносной скоростями c, w, u и их составляющими не может быть произвольным, что становится очевидным из рассмотрения особенностей рабочего процесса. При анализе соотношений между скоростями в качестве характерной скорости, по отношению к которой оцениваются другие скорости и их компоненты, принимают окружную скорость вращения рабочего колеса u.

Из рис. 5.1.2 очевидно, что на разных радиусах окружная скорость лопатки ОК и ЦК ($u = \omega r$) различна. В качестве характерной скорости в зависимости от конкретной задачи у ОК принимают:

– окружную скорость на наружном радиусе лопатки $u_н$:

$$u_н = \omega r_н = \frac{\pi D_н n}{60}, \qquad (5.2.1)$$

– окружную скорость на некотором промежуточном радиусе $u_р$, на котором производится предварительный расчет ступени (выбор $r_р$ поясняется в следующем разделе):

$$u_р = \omega r_р = \frac{\pi D_р n}{60}, \qquad (5.2.2)$$

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

$$u_2 = \omega r_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \qquad (5.2.3)$$

где n — скорость вращения ротора, об/мин.

5.3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СТУПЕНИ. КОЭФФИЦИЕНТЫ РАСХОДА

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

$$\bar{m}_{к\text{-}ра} = \bar{m}_1 = \bar{m}_2 = \bar{m}_3 = ... = \bar{m}_z. \qquad (5.3.1)$$

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

$$\bar{V}_р = \frac{\bar{m}_р}{\rho_р} = c_{mр} f, \qquad (5.3.2)$$

---

* 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.

где $c_{m\text{р}}$ — меридиональная проекция скорости при заданной проектировщику величине объемной производительности компрессора; f — площадь поперечного сечения проточной части.

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

$$\varphi = \frac{c_m}{u} = \frac{w_m}{u}. \qquad (5.3.3)$$

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

$$\left.\begin{aligned} &c_m = w_m = c_z = w_z, \\ &c_{z1} = w_{z1} = c_{z2} = w_{z2} = c_{z3} = w_{z3} \end{aligned}\right\} \qquad (5.3.4)$$

При расчете и анализе ступеней ОК принято использовать два вида коэффициентов расхода:

$$\varphi = \frac{c_{z\text{р}}}{u_\text{р}}, \qquad (5.3.5\ \text{а})$$

$$\varphi_\text{н} = \frac{c_z}{u_\text{н}}. \qquad (5.3.5\ \text{б})$$

Следует иметь в виду, что у осевых ступеней скорость c_z может существенно меняться по высоте лопаток. В формулу (5.3.5 а) входит местное значение $c_{z\text{р}}$ 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 $\varphi_{\text{н}}$ удобно использовать для представления рассчитанных характеристик спроектированной ступени, или измеренных характеристик испытанной ступени. В этом случае величина коэффициента расхода позволяет однозначно рассчитать объемный расход $\bar{V} = c_z \pi \left(r_{\text{н}}^2 - r_{\text{вт}}^2 \right) = \varphi_{\text{н}} u_{\text{н}} \pi \left(r_{\text{н}}^2 - r_{\text{вт}}^2 \right)$. Понятно, что в данном случае под расходной скоростью понимается ее среднерасходная величина $c_z = \dfrac{\bar{V}}{\pi \left(r_{\text{н}}^2 - r_{\text{вт}}^2 \right)}$.

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:

$$\varphi_0 = \frac{c_{m0}}{u_2}; \quad \varphi_1 = \frac{c_{m1}}{u_2}; \quad \varphi_2 = \frac{c_{m2}}{u_2}; \quad \varphi_3 = \frac{c_{m3}}{u_2} \quad \text{и т.д.} \qquad (5.3.6)$$

Наиболее употребительны при расчете и анализе коэффициенты расхода на входе и выходе лопаточных аппаратов РК. В случае РК с радиально расположенными лопатками, как на рис. 5.1.2, б, приближенно принимают $c_m = c_r$:

$$\varphi_1 = \frac{c_{r1}}{u_2}; \quad \varphi_2 = \frac{c_{r2}}{u_2} \quad . \qquad (5.3.7)$$

Расходные скорости c_m неодинаковы по площади контрольного сечения, к которому относится тот или иной коэффициент расхода. В формулах (5.3.6), (5.3.7) под c_m, c_r понимаются их средние величины по площади сечения.

Численные значения коэффициентов расхода 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:

$$\bar{V} = c_m u = \varphi\, uf, \quad \bar{m} = \rho \bar{V} = \frac{p}{RT} \varphi\, uf\,. \tag{5.3.8}$$

Условный коэффициент расхода. Основой газодинамической теории ТК и практики их проектирования служат результаты испытания моделей компрессоров и ступеней на специальных установках — экспериментальных стендах. Модели ступеней отличаются размерами от натурных компрессоров, но имеют одинаковую с ними форму проточной части. Теория подобия определяет условия, при которых безразмерные газодинамические характеристики моделей и натурных 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 (5.3.5) или (5.3.6), (5.3.7) для определения массового расхода нужно знать плотность газа и площадь соответствующего контрольного сечения — формула (5.3.8). Чтобы избежать излишних вычислений при расчете компрессора по характеристикам модельных ступеней, целесообразно использовать так называемый условный коэффициент расхода. Приводимые ниже формулы относятся соответственно к осевым и к центробежным ступеням (применительно к последним этот коэффициент применяется чаще):

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_1^* \frac{\pi}{4} D_н^2 u_н} = \frac{\bar{V}_1^*}{\frac{\pi}{4} D_н^2 u_н}; \quad \Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2} = \frac{\bar{V}_0^*}{\frac{\pi}{4} D_н^2 u_н}\,. \tag{5.3.9}$$

В формулах (5.3.9) плотность газа условная, так как подсчитывается по полному давлению и температуре: $\rho^* = \frac{p^*}{RT^*}$. Соответственно, в формулы входит условный объемный расход $\bar{V}^* = \frac{\bar{m}}{\rho^*}$. Расходная скорость так же условна, поскольку объемный расход относится не к одному из

фактически существующих проходных сечений, но к площади, занимаемой РК в радиальной плоскости $\frac{\pi}{4}D_{\text{РК}}^2$.

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

$$D_2 = \sqrt{\frac{\overline{m}_{\text{р}}}{\rho_{0\text{р}}^* \frac{\pi}{4}\Phi_{\text{р}} u_{2\text{р}}}}. \qquad (5.3.10)$$

При использовании этой формулы окружная скорость 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 $\rho_0^* = 1{,}25 кг/м^3$. 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 (5.3.10) диаметр РК проектируемой ступени окажется равным 0,820 м, а число оборотов ротора $n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = 6525$ об/мин.

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

5.4. КОЭФФИЦИЕНТЫ НАПОРА

Компрессоры — энергетические машины, суть рабочего процесса которых заключается в том, что мощность приводного двигателя передается газу для совершения процесса сжатия и перемещения из области низкого в область высокого давления. Баланс мощности в этом процессе представляется следующим образом:

$$N_i = N_p + N_d + N_r, \qquad (5.4.1)$$

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

При расчете проточной части не принято пользоваться соотношением по уравнению (5.4.1).

Деление мощности на массовый расход дает величину удельной работы, т.е. работы (джоуль) на единицу массы (килограмм) газа $h = \frac{N}{\overline{m}}$, Дж/кг. Для обозначения удельной работы h в турбомашинах обычно используют термин «напор». Уравнение сохранения энергии (5.4.1), выраженное через напоры — это известное уравнение Бернулли $h_i = h_p + h_d + h_r$.

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

$$h_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \qquad (5.4.2\ \text{а})$$

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

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

$$h_{из} = RT_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right). \qquad (5.4.2\ б)$$

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

$$h_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \qquad (5.4.2\ в)$$

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

Внутренний напор h_i**,** удельная работа, сообщаемая газу рабочим колесом, имеет в общем случае три составляющих:

$$h_i = h_Т + h_{тд} + h_{пр}, \qquad (5.4.3)$$

где $h_Т$ — «теоретический напор» — удельная работа, сообщаемая газу лопатками рабочего колеса; $h_{тд}$ — удельная работа, сообщаемая газу в зазорах между внешними поверхностями основного и покрывающего дисков и корпусом компрессора (у центробежного рабочего колеса); $h_{пр}$ — 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:

$$h_i = h_Т; \qquad h_{тд} = 0; \qquad h_{пр} = 0. \qquad (5.4.4)$$

Доля работ трения дисков и протечек $h_{тд}$, $h_{пр}$ у центробежного рабочего колеса по отношению к теоретическому напору относительно невелика (2÷6% в большинстве случаев). Для их расчета в инженерной практике используются простые полуэмпирические формулы, или

«одномерные» компьютерные 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:

$$h_{\text{Т}} = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1. \qquad (5.4.5)$$

Аналогично тому, как с помощью характерной скорости u был введен безразмерный коэффициент расхода, для оценки способности рабочего колеса передавать газу механическую работу вводится безразмерный коэффициент напора.

Удельная работа (напор) имеет размерность кинетической энергии — квадрата скорости c^2. Для получения безразмерного коэффициента теоретического напора выражение (5.4.5) следует разделить на квадрат характерной скорости.

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

– на расчетном радиусе:

$$\psi_{\text{Т}} = \frac{h_{\text{Т}}}{u_{\text{р}}^2} = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u_{\text{р}}} = \overline{c}_{u2} - \overline{c}_{u1}, \qquad (5.4.6\ \text{а})$$

– на наружном радиусе РК:

$$\psi_{\text{Тн}} = \frac{h_{\text{Т}}}{u_{\text{н}}^2} = \frac{c_{u2\text{н}} - c_{u1\text{н}}}{u_{\text{н}}} = \overline{c}_{u2\text{н}} - \overline{c}_{u1\text{н}}. \qquad (5.4.6\ \text{б})$$

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

$$\psi_{\text{Т}} = \frac{h_{\text{Т}}}{u_2^2} = \frac{c_{u2}u_2}{u_2^2} = \overline{c}_{u2}. \qquad (5.4.6\ \text{в})$$

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

$$h_{\text{Т}} = \psi_{\text{Т}} u_2^2 . \qquad (5.4.7\ \text{а})$$

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

$$h_i = \psi_i u_2^2 . \qquad (5.4.7\ \text{б})$$

Коэффициент политропного напора. Подобно коэффициентам напора, характеризующим величину подводимой к газу механической работы, вводится коэффициент политропного напора:

– для рабочего колеса ОК на расчетном радиусе:

$$\psi_p = \frac{h_p}{u_{\text{р}}^2}, \qquad (5.4.8\ \text{а})$$

– на наружном радиусе РК:

$$\psi_{p\text{н}} = \frac{h_p}{u_{\text{н}}^2} \quad , \qquad (5.4.8\ \text{б})$$

– для центробежного РК:

$$\psi_p = \frac{h_p}{u_2^2} . \qquad (5.4.8\ \text{в})$$

В отличие от φ и ψ_T, коэффициент политропного напора не связан непосредственно с кинематикой потока.

Однако из формул (5.4.8) очевидно следует, что при прочих равных условиях политропный напор — работа сжатия и перемещения газа — пропорционален квадрату скорости вращения (квадрату оборотов). Это предопределяет необходимость работы ТК при высоких окружных скоростях.

5.5. БЕЗРАЗМЕРНОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ

Свободный или вынужденный выбор проектировщиком тех или иных значений условного коэффициента расхода $\Phi_{расч}$ и коэффициента теоретического напора $\psi_{\text{Т}\,расч}$ предопределяет:

– размеры ступени;

– возможность или невозможность получить высокий КПД;

– возможность или невозможность получить желаемый диапазон устойчивой работы ступени (компрессора).

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

– объемным расходом на входе;

– напором, необходимым для получения заданного отношения давлений;

– скоростью вращения ротора.

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

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

– безразмерное число оборотов включает перечисленные выше размерные параметры (расход, напор, скорость вращения) в виде произведения;

– размерные параметры входят в формулу в разных степенях, обеспечивающих безразмерность конечного выражения. При этом для скорости вращения, как основного параметра определяющего быстроходность, выбрана первая степень.

В результате выполнения перечисленных условий получается следующее выражение для безразмерного числа оборотов [19]:

$$K_n = 2\sqrt{\pi} * n \frac{\left(\overline{V}_0^*\right)^{0,5}}{h_{\text{Т}}^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\psi_{\text{Т}}^{0,75}}. \qquad (5.5.1)$$

Размерности входящих параметров:

– объемный расход в $(м^3/с)$ введен в условной форме $\bar{V}_0^* = \frac{\bar{m}}{\rho_0^*} = \frac{\bar{m}RT_0^*}{p_0^*}$;

– теоретический напор $h_Т = \psi_Т u_2^2$ — ЦК, $h_Т = \psi_{Тн} u_н^2$ — 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 — Ф 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 $\psi_T = 0{,}45 - 0{,}65$;

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

В этом случае получается, что оптимальная быстроходность ступеней промышленных ЦК лежит в пределах $K_{n\,opt} = \frac{0{,}050^{0,5}}{0{,}65^{0,75}} \ldots \frac{0{,}075^{0,5}}{0{,}45^{0,75}} \approx 0{,}31 \div 0{,}50.$

Применение высокорасходных РК с осерадиальными пространственными лопатками позволяет получить высокий КПД при $\Phi_{расч} \approx 0{,}10 - 0{,}120$. Для таких ступеней предельное значение $K_{n\,opt\,пред} \approx 0{,}62$.

У ступеней осевых компрессоров безразмерное число оборотов значительно выше. Максимальное для осевых ступеней значение $\Phi_{расч} \le 0{,}75$, минимальное значение коэффициента теоретического напора по наружному диаметру $\psi_{Тнн} \approx 0{,}20$. Это означает, что для ступени ОК $K_{n\,max\,ОК} = \frac{0{,}75^{0,5}}{0{,}20^{0,75}} \approx 2{,}9.$

Минимальные значения $K_{n\,opt\,ОК}$ входят в зону быстроходности центробежных ступеней. Существует зона быстроходности, в которой могут применяться как те, так и другие ступени. Вообще же очевидно, что осевые компрессоры следует применять для получения больших объемных расходов и относительно малых отношений давлений. Область

применения центробежных компрессоров соответствует меньшим объемным расходам, но они могут обеспечивать значительно большие отношения давлений.

Безразмерное число оборотов позволяет быстро оценить возможную конструкцию и ожидаемые свойства заказываемого нового компрессора. По формуле (5.5.1) следует рассчитать K_n компрессора по его расходу, напору и скорости вращения ротора и сравнить с K_n для ступеней. Обычно быстроходность компрессоров меньше, чем $K_{n\,opt}$ 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 $\pi = \dfrac{p_к}{p_н} = 1{,}44$. При обычных параметрах газа на входе это соответствует объемному расходу $\bar{V}_0^* = 7{,}50$ м^3/с и теоретическому напору 47700 Дж/кг, что предопределяет значение $K_n = 0{,}261$ — если делать такой нагнетатель одноступенчатым. Эта быстроходность меньше оптимальной для центробежных ступеней. То есть, проектировщик будет вынужден принять пониженное значение $\Phi_{расч}$ (лишившись возможности получить максимально допустимый КПД) и повышенное значение $\psi_{T\,расч}$, что приведет к форме характеристик, нежелательной для машин данного типа.

В данном случае целесообразно применить две ступени, разделив напор компрессора пополам. Тогда быстроходность 1-й ступени будет равна 0,446 и чуть менее этого на 2-й (из-за сжимаемости), т.е. так же в зоне оптимума. Фактически машины подобного типа и выполняются в большинстве двухступенчатыми.

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

5.6. СТЕПЕНЬ РЕАКТИВНОСТИ

Анализ треугольников скоростей на входе и выходе рабочего колеса показывает, что обычно скорость на выходе из РК заметно превышает скорость на входе. Например, при отсутствии закрутки на входе в ступень ОК (рис. 5.6.1).

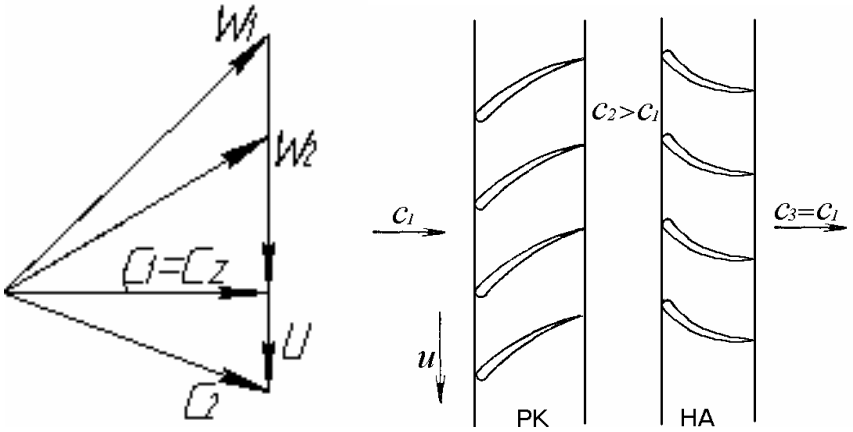


Рис. 5.6.1. Совмещенные входной и выходной треугольники скоростей ступени осевого компрессора при отсутствии закрутки на входе и соответствующие элементарные решетки

В соответствии с уравнением Бернулли это означает, что в РК часть подведенной к газу механической энергии не идет на сжатие газа, расходуясь на увеличение кинетической энергии:

$$h_{p\,\text{РК}} = h_i - h_{d\,\text{РК}} - h_{w\,\text{РК}} = h_i - h_{w\,\text{РК}} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \qquad (5.6.1)$$

Соотношение между политропным напором в рабочего колеса 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. 5.6.1 $h_{w\,\text{НА}} = \zeta_{\text{НА}} \frac{c_2^2}{2}$. 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:

$$\Omega = \frac{h_{p\,\text{РК}}}{h_i}. \qquad (5.6.2)$$

В зависимости от решаемой задачи следует пользоваться степенью реактивности по формуле (5.6.2), или ее вариантами, отличающимися теми или иными упрощающими допущениями. В данном курсе используется так называемая теоретическая степень реактивности $\Omega_{\text{Т}}$:

– рассматриваются ступени идеального компрессора, в которых отсутствуют потери напора: $h_w = 0,\ h_i = h_{\text{Т}}$;

– 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:

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

Или

$$\Omega_{\text{Т ОК}} = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u}, \qquad (5.6.3\ \text{а})$$

для ступени ЦК:

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

или

$$\Omega_{\text{Т ЦК}} = 1 - \frac{c_{u2}}{2u_2} = 1 - 0{,}5\psi_{\text{Т}}. \qquad (5.6.3\ \text{б})$$

Теоретическая степень реактивности подчеркивает основные кинематические особенности ступени (попросту — форму треугольников скоростей), что особенно важно учитывать при проектировании осевых

ступеней. Выбранное, исходя из области применения компрессора, значение $\Omega_{\text{ТОК}}$ = 0,50÷1,0 определяет основные свойства ступени.

Значения степени реактивности для ступени ЦК прямо связаны с коэффициентом напора согласно формуле (5.6.3 б). При выборе параметров центробежной ступени удобнее выбирать значение коэффициента теоретического напора — имея в виду, что этот выбор предопределяет так же и реактивность ступени.

5.7. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СТУПЕНИ

Основная информация относительно коэффициентов полезного действия представлена в разделе 2.4. Ниже сделаны некоторые добавления, специфические для КПД ступеней.

Гидравлический КПД. Особенностью центробежных ступеней является наличие потери напора из-за трения дисков $h_{\text{тд}}$ и протечек в уплотнении покрывающего диска $h_{\text{пр}}$. Иногда эти потери называют:

– «щелевыми», подчеркивая место их образования — зазоры между центробежным РК и корпусом компрессора;

– «внешними», имея в виду, что они образуются вне проточной части, где движется основной поток газа.

Имея в виду формулу (5.4.3) представим уравнение Бернулли в виде $h_i = h_{\text{Т}} + h_{\text{тд}} + h_{\text{пр}} = h_{pol} + h_d + h_w + h_{\text{тд}} + h_{\text{пр}}$. Сократив значения $h_{\text{тд}}$ и $h_{\text{пр}}$ в обеих частях равенства, получим связь между теоретическим напором и потерями напора собственно в проточной части центробежной ступени:

$$h_{\text{Т}} = h_p + h_d + h_w \tag{5.7.1}$$

В ряде случаев в центробежных ступенях интерес представляют именно процессы внутри проточной части, а процессы в зазорах (временно) исключаются из рассмотрения. В этих случаях:

$$\eta_w^* = \frac{h_p + h_d}{h_{\text{Т}}} = \frac{h_i - h_w}{h_{\text{Т}}} = 1 - \Delta\eta_w^*, \quad \Delta\eta_w^* = \frac{h_w}{h_{\text{Т}}}. \tag{5.7.2}$$

Индекс «*w*» в формуле (5.7.2) означает, что рассматриваются процессы только в самой проточной части. КПД η_w^* — так называемый гидравлический КПД.

О влиянии КПД на процесс сжатия. 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 $Q = Q_r + Q_{\text{вн}}$ — подводимое к единице массы газа тепло, влияющее на изменение энтропии.

Применительно к проточной части ТК количество тепла, связанное с внешним теплообменом через стенки проточной части, считается пренебрежимо малым. Таким образом, практически на изменение энтропии влияет только тепло от потери напора в проточной части. Это делает диаграмму $i — s$ весьма наглядной так же и для анализа роли потерь напора — рис. 5.7.1. Здесь рассматривается изменение статических параметров, без учета изменения скорости газа. Ради упрощения будем считать, что сечения «1» и «2» соответствуют входу — выходу ступени, в которых скорости потока одинаковы, $h_d = 0$.

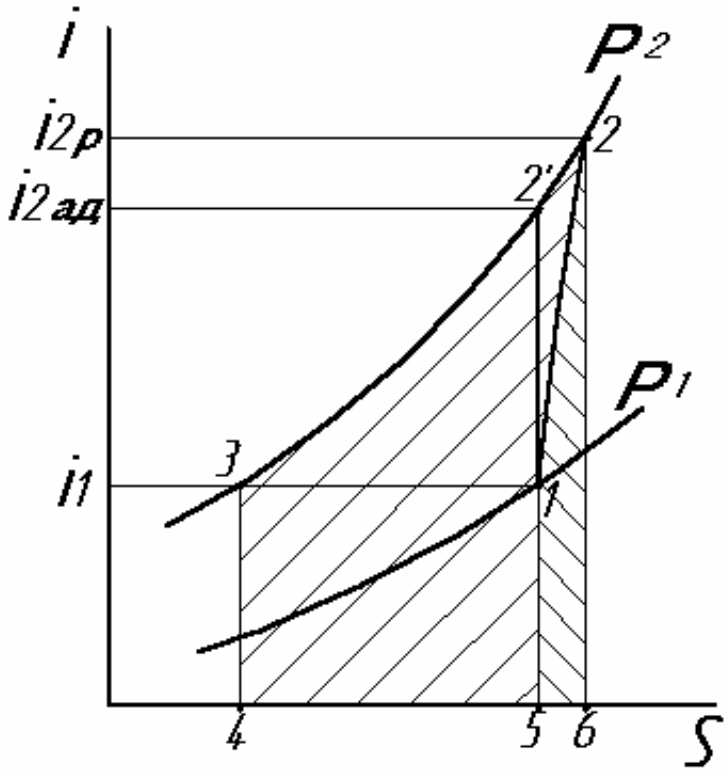


Рис. 5.7.1. Представление рабочего процесса сжатия в ступени (и в неохлаждаемом компрессоре) в диаграмме $i — s$

У воображаемого «идеального» компрессора отсутствуют потери напора и внешний теплообмен. Процесс сжатия от «1» до «2» представляется в виде вертикальной линии при $ds = 0$, $s = \text{const}$. В

соответствии с уравнением энергии работа сжатия $h_{ad} = h_{\text{Т}}$, совершая процесс сжатия и перемещения повышает теплосодержание $i_{2ad} = i_1 + h_{\text{Т}}$.

Как известно из термодинамики, работа сжатия и перемещения газа из полости с давлением p_1 в полость с давлением p_2 — политропный напор определяется интегралом $h_p = \int_1^2 \frac{dp}{\rho}$. Совершенный газ подчиняется уравнению состояния Клапейрона $\frac{p}{\rho} = RT$. При сжатии такого газа в идеальном компрессоре без внешнего теплообмена и потерь напора, параметры меняются в соответствии с уравнением изоэнтропного процесса, который в технической литературе обычно (неточно) называют адиабатным:

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{const}. \qquad (5.7.3)$$

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

В случае адиабатного процесса работа сжатия и перемещения предстанет в виде:

$$h_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \qquad (5.7.4)$$

Свойства диаграммы $i - s$ таковы, что не только повышение энтальпии равно подведенной механической работе $h_{\text{Т}} = h_{ad} = i_{2ad} - i_1$ (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 $ds = \frac{dQ}{T}$ 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:

$$i_{2p} - i_{2ad} = h_r . \qquad (5.7.5)$$

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

Работа политропного сжатия-перемещения пропорциональна площади 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 $\frac{p}{\rho^k} = \text{const}$ с некоторым средним для рассматриваемого процесса показателем n (показатель политропы):

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{const} . \qquad (5.7.6)$$

В этом случае политропная работа может быть рассчитана аналогично тому, как это делается для расчета адиабатной работы по уравнению (5.7.4):

$$h_p = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right). \qquad (5.7.7)$$

Численное значение показателя политропы должно быть таково, что при расчете по формуле (5.7.7) и в реальном процессе в ступени ТК энтальпия i_{2p}, т.е. температура конца процесса, были одинаковы. Это условие обеспечивается в том случае, когда показатели политропы и адиабаты связаны соотношением:

$$\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}, \qquad (5.7.8)$$

где $\eta = \dfrac{h_p}{h_i - h_d}$ — политропный КПД по статическим параметрам.

Расчеты по уравнению (5.7.7) используются при решении «обратной» задачи, когда определяется величина h_p, необходимая для получения необходимого проектировщику ступени (компрессора) отношения давлений $\pi = \dfrac{p_2}{p_1}$.

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

$$\pi = \left(1 + \frac{h_i}{\frac{k}{k-1} RT_1}\right)^{\frac{k}{k-1}\eta}. \qquad (5.7.9)$$

Из сказанного вытекает, что знание КПД необходимо для расчета рабочего процесса. При проектировании ступени (компрессора) проектировщик должен задаться величиной КПД на расчетном режиме $\eta_{расч}$, 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 $\eta_{расч}$ 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, краткая информация в разделе 8.10), 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 указано в разделе 2.4, политропный КПД однозначно определяет потери напора. Если известно значение политропного КПД того или иного вида, например 86%, это означает, что 14% подведенной работы пришлось затратить на преодоление сопротивлений в проточной части ступени.

5.8. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

Суть вопроса и устройство газодинамических характеристик ТК и его ступеней рассмотрены в разделе 1.3. Характеристики получают путем испытаний или инженерных расчетов при фиксированной скорости вращения и состоянии газа на всасывании.

В принципе соответствие конкретного ТК требованиям той или иной сети показывают зависимости полезного напора и потербляемой мощности от массового расхода или от объемного расхода на всасывании $H_p,\, N_i = f\left(\bar{m}\right)$ или $H_p,\, N_i = f\left(\bar{V}_н\right)$ при $p_н,\, T_н,\, k,\, R,\, \mu = const$. Из предыдущего очевидно, что такие характеристики легко пересчитываются на «полуразмерные» и обратно: $\pi, \eta = f\left(\bar{m}\right)$ или $\pi,\, \eta = f\left(\bar{V}_н\right)$. В таком виде характеристики удобны для сравнения разных ТК, для анализа в процессе проектирования и обычно так они прдставляются заказчику.

При работе с приводом, допускающим изменение скорости вращения, необходимо располагать семейством характеристик в виде $\pi, \eta = f\left(\bar{m}\right),\quad n = \mathrm{var}$ или $\pi,\, \eta = f\left(\bar{V}_н\right),\ n = \mathrm{var}$, т.е. набором характеристик при нескольких фиксированных значениях скоростей вращения. Характеристики ступеней чаще всего используются при газодинамическом проектировании, поэтому их удобно представлять в безразмерном виде с помощью рассмотренных выше коэффициентов. Изменение скорости вращения влияет на критерии подобия M и Re. Влияние последнего при этом мало и не принимается во внимание.

Критерий Маха влияет существенно, поэтому полуразмерное семейство характеристик типа $\pi, \eta = f\left(\bar{m}\right), \quad n = \text{var}$ применительно к ступени принимает вид $\psi_p, \eta = f\left(\varphi\right), \quad M_u = \text{var}$.

Так как безразмерные характеристики ступеней могут использоваться в проектах ТК, работающих на разных газах, в принципе проектировщику следует располагать семейством характеристик при работе ступени на газе с разными показателями изоэнтропы k. Возможно применение модельных ступеней в ТК разных размеров, и при разной плотности сжимаемого газа, что влияет на значение критерия Рейнольдса. В принципе желательно располагать семейством характеристик вида $\psi_p, \eta = f\left(\varphi\right), \quad M_u = \text{var}, \;\; k = \text{var}, \quad \text{Re}_u = \text{var}$.

В случае необходимости характеристики могут быть представлены и другим набором безразмерных параметров, которые связаны с указанными выше известными соотношениями.

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

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

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

$$\eta, \psi = f\left(\bar{F}, \Phi, k, M_u, \text{Re}_u\right). \tag{5.8.1}$$

Здесь присутствуют два критерия сжимаемости:

– показатель изоэнтропы (адиабаты) $k = \dfrac{c_p}{c_v}$ и условное число Маха $M_u = \dfrac{u_2}{\sqrt{kRT_н}}$; иногда вместо M_u удобнее пользоваться условным скоростным коэффициентом $\lambda_u = \dfrac{u_2}{\sqrt{\dfrac{2k}{k+1}RT_н^*}}$,

– критерий динамического подобия — условное число Рейнольдса, характеризующее соотношение между силами инерции и вязкости в потоке $\mathrm{Re}_u = \dfrac{u_2 D_2}{\mu_н}\rho_н$.

Критерии M_u (λ_u) и Re_u приведены выше в форме, соответствующей центробежной ступени. В случае ступени ОК характерная окружная скорость $u_н$, характерный линейный размер $D_н$.

Из раздела 4.19 известен характер влияния «физических» критериев Маха и Рейнольдса, например, $M_{w1} = \dfrac{w_1}{\sqrt{kRT_1}}$ и $\mathrm{Re}_w = \dfrac{w_{ср}B}{\mu}\rho$ (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 $M_{w1} \le \ge 1,0$ 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.

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:

$$h_i = \frac{k}{k-1} RT_{\text{н}} \left[\left(\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} \right)^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right]. \qquad (5.8.2)$$

Откуда:

$$\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} = \pi = \left(1 + \frac{k-1}{kRT_{\text{н}}} \psi_i u_2^2 \right)^{\frac{k}{k-1}\eta} \qquad (5.8.3)$$

или

$$\pi = \left(1 + (k-1) \psi_i M_u^2 \right)^{\frac{k}{k-1}\eta}, \quad M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_н}}^{\bullet} \qquad (5.8.4)$$

Соответственно, из уравнения состояния отношение иплотностей:

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{\rho_{\text{к}}}{\rho_{\text{н}}} = \left(1 + (k-1) \psi_i M_u^2 \right)^{\frac{1}{n-1}}, \qquad (5.8.5)$$

где показатель политропы $n = \dfrac{\eta \dfrac{k}{k-1}}{\eta \dfrac{k}{k-1} - 1}$ (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 $M_u = idem$ приведет к различию в отношении давлений и плотностей газа. Различие плотностей повлияет на форму треугольников скоростей в различных контрольных

• Понятия условных критериев M_u и Re_u поясняются ниже, формулы (5.8.14 а, б)

сечениях. В свою очередь, это может повлиять на КПД и коэффициент напора.

Значимость этих обстоятельств для центробежных ступеней возможно установить для каждого конкретного случая, использовав соответствующую программу Метода универсального моделирования «OPTIM-2» — расчет газодинамических характеристик ступени.

На рис. 5.8.1 представлено семейство характеристик ступени при типичном для нагнетателей значении M_u = 0,55 и при показателе изоэнтропы k=1,15; 1,3; 1,45; 1,6. Эти значения выбраны условно, перекрывая практически возможный диапазон.

Сильное изменение показателя адиабаты практически не повлияло на КПД и коэффициент напора при небольшой величине критерия Маха. Безразмерные характеристики ступени $\eta, \psi = f(\Phi)$ при этом практически не зависят от k, что позволяет рассчитывать отношение давлений натурной ступени по характеристикам ее модели, используя формулу (5.8.4). В то же время безразмерная величина $\pi = p_к / p_н$ зависит от показателя изоэнтропы очень заметно.

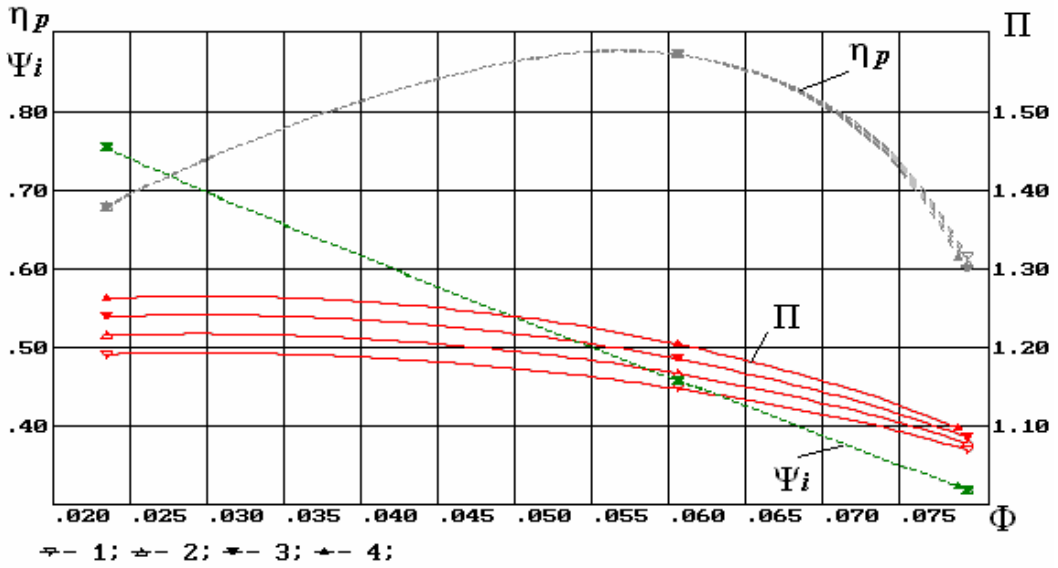


Рис. 5.8.1. Семейство характеристик ступени
$\psi_i, \eta, \pi = f(\Phi)$, k = var=k = 1,15; 1,3; 1,45; 1,6, M_u=0,55. Характеристика с меньшим отношением давлений соответствует k = 1,15

Так как сжимаемость газа зависит от двух критериев, представляет интерес анализ влияния показателя изоэнтропы при более высоком числе Маха, которое обычно не встречается у нагнетателей, но может быть у компрессоров другого назначения. Расчет при M_u = 0,85 показан на рис.

5.8.2. 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, характеных 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 = idem.

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

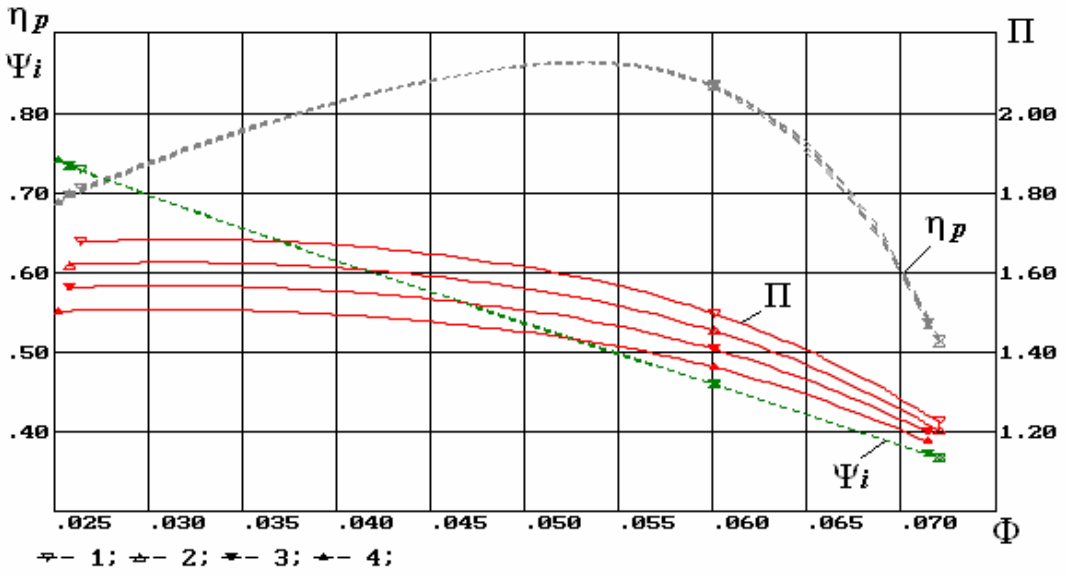


Рис. 5.8.2. Семейство характеристик ступени $\psi_i, \eta, \pi = f(\Phi)$, k = var=k = 1,15; 1,3; 1,45; 1,6, M_u=0,85. Характеристика с меньшим отношением давлений соответствует k = 1,15

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÷0,6, когда сжимемость потока только начинает проявлять свое влияние;

– до высоких сверхзвуковых скоростей, при которых определяющую роль играют различия в поведении дозвуковых и сверхзвуковых потоков.

Влияя на отношение давлений и плотностей по уравнениям (5.8.4, 5.8.5), число Маха определяет диффузорность межлопаточных каналов с заданным отношением площадей $\dot{f} = \frac{f_1}{f_2}$. Из уравнения неразрывности следует, что среднее замедление тем сильнее, чем больше возрастает плотность в межлопаточном канале ($\varepsilon = \frac{\rho_2}{\rho_1}$ — коэффициент сжатия газа):

$$\dot{w} \doteq \frac{w_2}{w_1} = \frac{f_1 / f_2}{\rho_2 / \rho_1} = \frac{\dot{f}}{\varepsilon}. \qquad (5.8.6)$$

Для соответствующего расчета удобно воспользоваться скоростным коэффициентом $\lambda = \frac{w}{a_{cr}} = \frac{w}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}}$, 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 однозначно связаны между собой.

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:

$$\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}. \qquad (5.8.7)$$

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

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

$$\frac{\rho_2}{\rho_1}=\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{n-1}}=\left(\frac{T^*-\dfrac{w_2^2}{2c_p}}{T^*-\dfrac{w_1^2}{2c_p}}\right)^{\frac{1}{n-1}}=\left(\frac{1-\dfrac{k-1}{k+1}\dot{w}^2\lambda_1^2}{1-\dfrac{k-1}{k+1}\lambda_1^2}\right)^{\frac{1}{n-1}}. \qquad (5.8.8\ а)$$

$$\dot{w}\doteq\frac{w_2}{w_1}=\frac{\dot{f}}{\left(\dfrac{1-\dfrac{k-1}{k+1}\dot{w}^2\lambda_1^2}{1-\dfrac{k-1}{k+1}\lambda_1^2}\right)^{\frac{1}{n-1}}}. \qquad (5.8.8\ б)$$

Уравнение (5.8.8 б) не решается впрямую, однако очевидно, что при $\dot{w}<1{,}0$ замедление потока тем сильнее, чем больше скоростной коэффициент λ_1 на входе в канал.

Иллюстрируют влияние критерия сжимаемости на течение в межлопаточных каналах расчеты невязкого потока в РК центробежной ступени (программа 3ДМ.032 кафедры КВХТ). Расчеты проведены в рабочем колесе, схема проточной части которого показана на рис. 5.8.3.

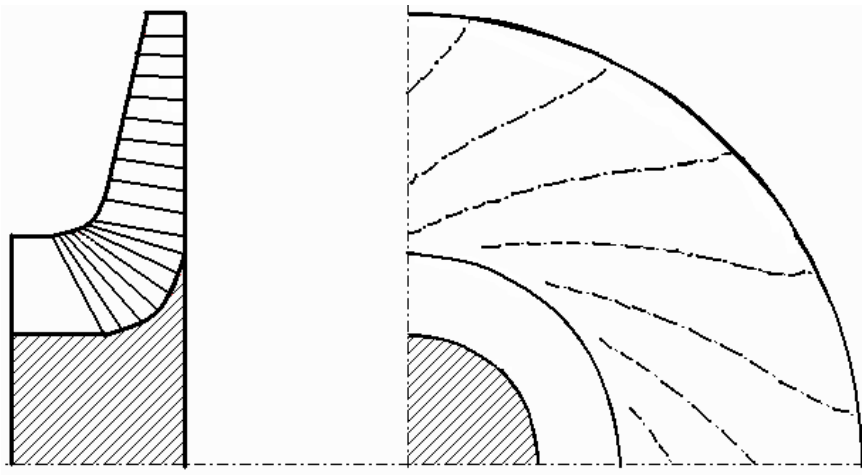


Рис. 5.8.3. Схема проточной части рабочего колеса центробежной ступени, течение в котором рассчитано при M_u = 0,55 и 0,95

Наибольшие скорости и их замедления происходят на периферийной поверхности тока.

Изменение меридиональных проекций скоростей и поверхностных скоростей на задней стороне лопаток в пределах межлопаточных каналов отображено в Таблице 5.8.1.

Таблица 5.8.1

M_u	$c_{m\max}/u$	$c_{m\min}/u_2$	$\dot{c}_m = c_{m\min}/c_{m\max}$	$w_{s\max}/u_2$	$w_{s\min}/u_2$	$\dot{w}_s = w_{s\min}/w_{s\max}$	$F_D = 1-\dot{w}_s$
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

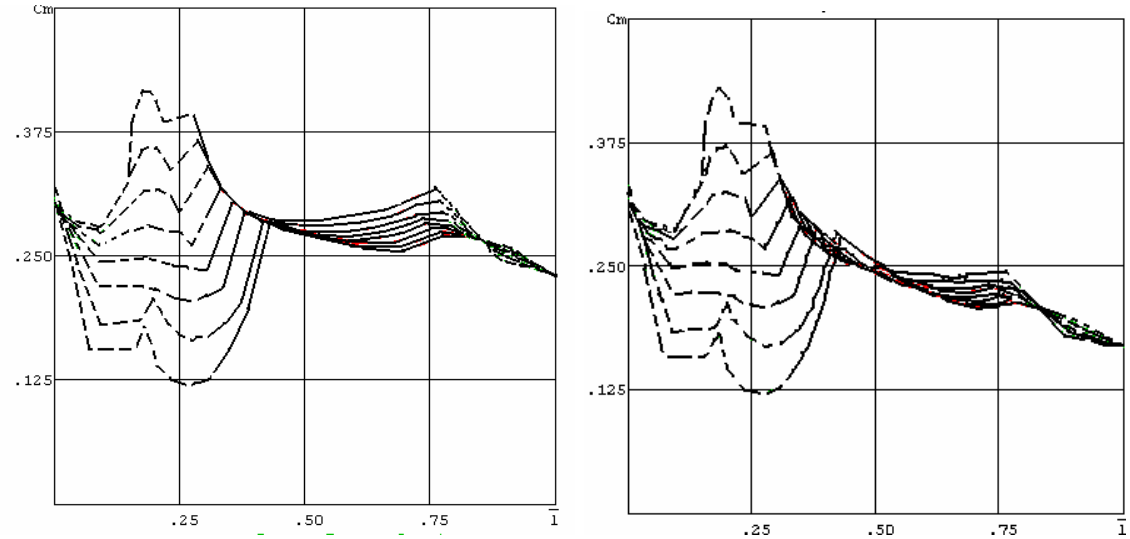


Рис. 5.8.4. Меридиональные проекции скорости в рабочем колесе на семи осесимметричных поверхностях тока по высоте канала: слева — $M_u = 0{,}55$; справа — $M_u = 0{,}95$

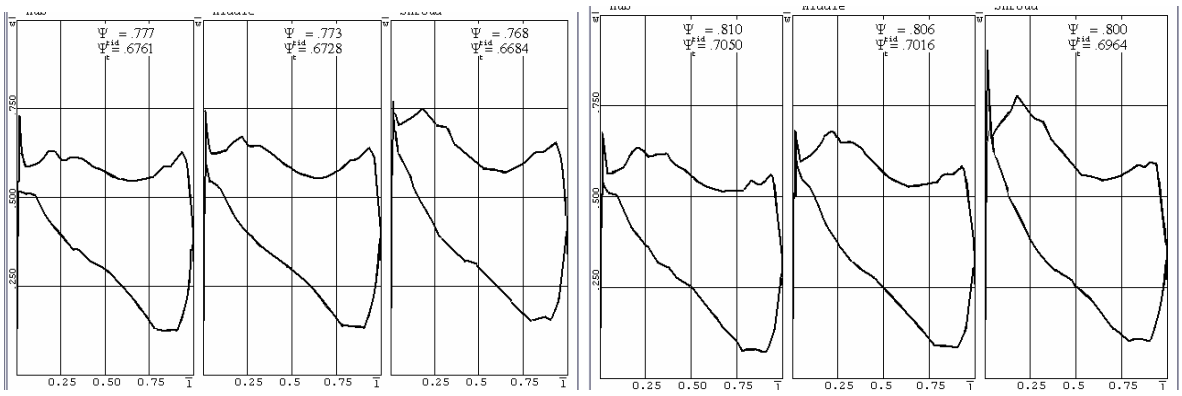


Рис. 5.8.5. Поверхностные скорости в рабочего колеса на трех осесимметричных поверхностях тока по высоте канала: слева — $M_u = 0{,}55$; справа — $M_u = 0{,}95$

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

Приведенные на рис. 5.8.6 расчетные характеристики показывают, что уже при M_u больше 0,5 чуть заметно снижение максимального КПД. Сильное снижение КПД при расходах больше расчетного сопровождается сужением зоны работы ступени в ее правой части.

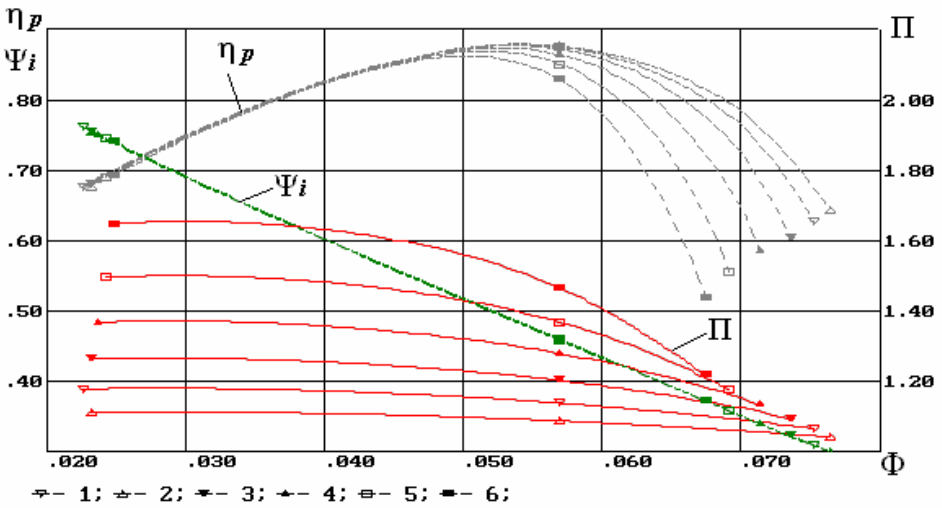


Рис. 5.8.6. Влияние условного числа Маха на безразмерные характеристики ступени с безлопаточным диффузором. $k =$ 1,31, M_u = 0,4÷0,9

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 $\overline{m} < \overline{m}_{\text{р}}$ средние скорости меньше, чем на расчетном режиме. Это связано с резким ростом местных скоростей на входных кромках лопаток при их «ударном» обтекании — рис. 5.8.7.

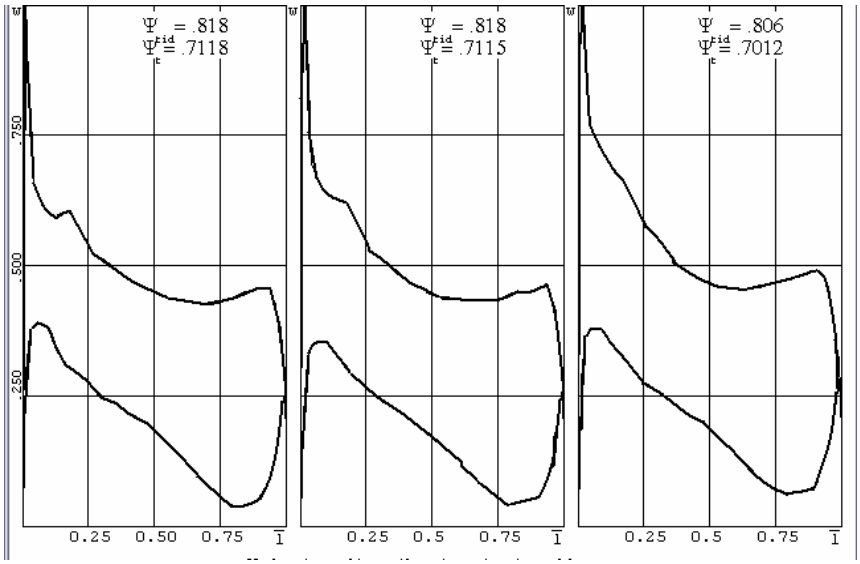


Рис. 5.8.7. Типичное обтекание лопаток центробежного рабочего колеса с большим коэффициентом напора при расходе, меньше оптимального, $\overline{m} = 0,75\overline{m}_{\text{р}}$

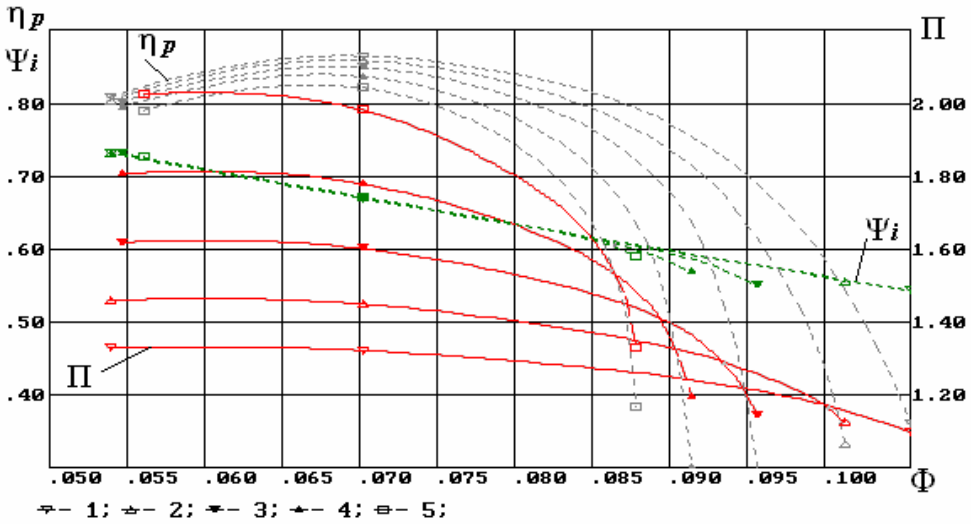


Рис. 5.8.8. Характеристики ступени центробежного компрессора в составе РК + ЛД + ОНА при $M_u = 0,6 \div 1,0$

Снижение КПД и сужение зоны работы ступени при $\overline{m} < \overline{m}_{\text{р}}$, равно как и при $\overline{m} > \overline{m}_{\text{р}}$ характерно для ступеней с лопаточными диффузорами — рис. 5.8.8 — расчет по программе «OPTIM» 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. 5.8.9.

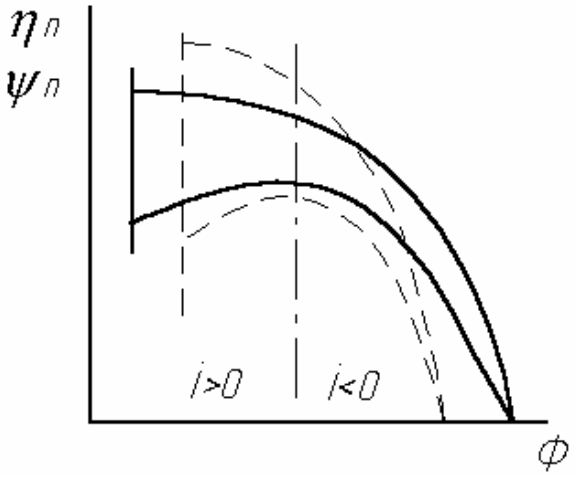


Рис. 5.8.9. Типичное влияние сжимаемости (критерий M_u, или λ_u) на характеристики ступени турбокомплессора

Сверхзвуковые скорости в дозвуковых ступенях. Ступени промышленных ТК предназначены для работы со скоростями потока меньшими, чем скорость звука. Однако при высоких числах $M_u(\lambda_u)$ поток на задних поверхностях лопаток может разгоняться до сверхзвуковых скоростей. Местная скорость на профиле всегда больше, чем скорость набегающего потока из-за возмущения, создаваемого конечной толщиной лопатки и изогнутости профиля. Например, если на приведенной выше диаграмме скоростей (рис. 5.8.5) безразмерная скорость потока перед лопаткой у покрывающего диска $\overline{w}_1 = \dfrac{w_1}{u_2}$ равна 0,667, то местная скорость в начале задней поверхности $\overline{w}_{\text{з max}}$ равна 0,774, т.е. на 16% больше. Таким образом, при дозвуковой скорости на входе лопаточных решеток местные скорости могут быть сверхзвуковыми, особенно при ударном обтекании лопаток — рис. 5.8.7.

Переход к дозвуковой скорости происходит в скачке уплотнения Сверхзвуковая скорость внезапно становится дозвуковой. При этом давление, температура и плотность газа возрастают. Характерным для скачка уплотнения является то, что плотность тока (массовый расход газа через единицу поперечного сечения) не меняется: $\rho w = const$. На рис. 3.5.2 показано изменение плотности тока в зависимости от числа M.

Напомним, что скоростные коэффициенты перед и после скачка связаны соотношением («закон прямого скачка уплотнения» — скачок перпендикулярен направлению потока) $\lambda_1 \lambda_2 = 1$.

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.

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. 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 сачком характеризует величину волновых потерь и зависит от чисел M_1 или λ_1 (в данном случае формула в зависимости от λ_1 выглядит проще):

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = \lambda_1^2 \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\frac{1}{\lambda_1^2}} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \qquad (5.8.9)$$

На рис. 5.8.10 показано как меняется отношение полных и статических давлений в зависимости от M_1 для воздуха (k = 1,4):

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

$$\eta = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\frac{k}{k-1}\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}. \qquad (5.8.10)$$

Отношение давлений в скачке уплотнения:

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 + \frac{2k}{k-1} \frac{\lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2}. \qquad (5.8.11)$$

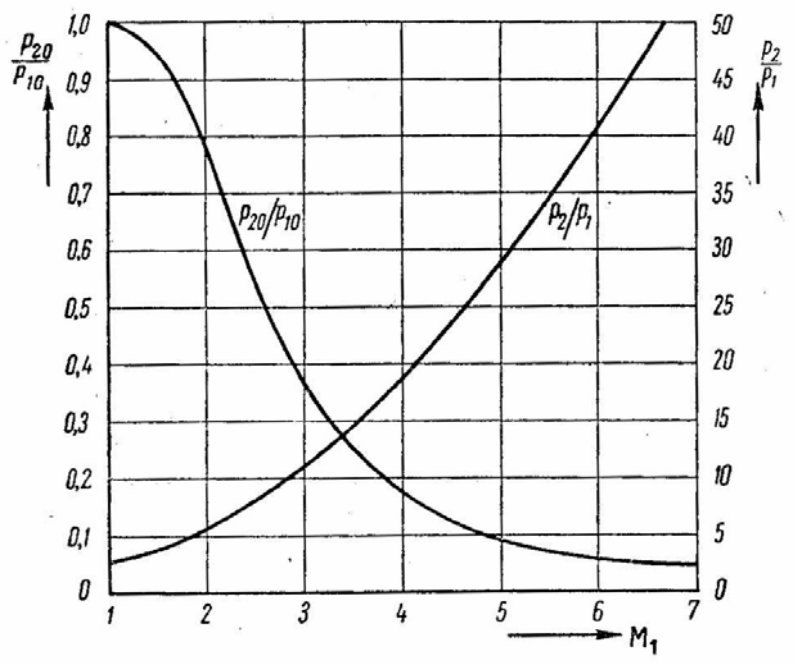


Рис. 5.8.10. Изменение полных и статических давлений в скачке уплотнения в зависимости от M_1 (воздух) [15]

Отношение температур в соответствии с приведенным выше уравнением (5.8.10) и с учетом того, что в скачке уплотнения отношение скоростей $\dot{w} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \frac{1}{\lambda_1^2}$ при $\lambda_1\lambda_2 = 1$:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1}\frac{1}{\lambda_1^2}}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2}. \qquad (5.8.12)$$

На рис. 5.8.11 приведен график зависимости КПД преобразования кинетической энергии в политропный напор в прямом скачке уплотнения в от λ_1, рассчитанный по формулам (5.8.10 – 5.8.12).

КПД скачка уплотнения при $\lambda_1 \le 1{,}4$ очень высок. Хотя диффузорность скачка при этом $\dot{w} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{1}{\lambda_1} = 0{,}714$ небольшая, повышение давления в скачке велико из-за высокого уровня скоростей: $\pi = \frac{p_2}{p_1} = 2{,}66$. По сравнению с эффективностью диффузоров ступеней ТК, КПД скачка достаточно высок вплоть до $\lambda_1 \approx 1{,}6$.

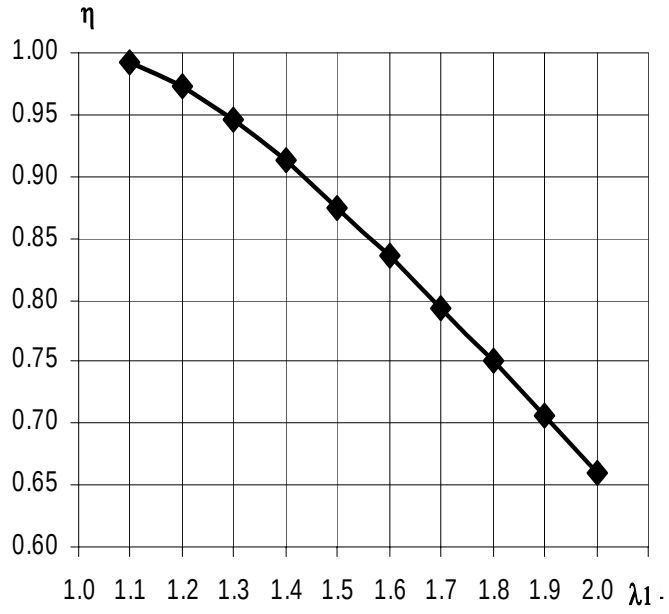


Рис. 5.8.11. КПД преобразования кинетической энергии в политропный напор в прямом скачке уплотнения

Таким образом, скачок уплотнения мог бы рассматриваться как эффективный диффузор, если бы не известный эффект его взаимодействия с пограничным слоем, приводящим к отрыву последнего. Резктй рост вихревых потерь делает неэффективным использование дозвуковых ступеней при $M_{w1} \succ M_{кр}$.

Выводы по влиянию чисел *M* или λ. Условные числа M_u или λ_u определяют значение «физических» критериев M_w, M_c или $\lambda_{w,}\ \lambda_c$. Эти критерии оказывают сильное влияние на характеристики КПД и напора даже при относительно невысоких окружных скоростях, (например, у нагнетателей ГПА). При приближении окружных скоростей к значениям, при которых местные скорости потока приближаются или превышают скорость звука, негативное влияние сжимаемости очень велико.

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

Влияние критерия Re. Критерий динамического подобия Re характеризует сооотношение между силами инерции и вязкости в потоке. В случае анализа развитого течения (невязкое ядро потока отсутствует) отношение сил инерци к силам вязкости равно $\text{Re} = \frac{cd_г}{\mu}\rho$, где c — среднерасходная скорость в канале, $d_г$ — 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 $\text{Re}_w = \frac{w_\infty B}{\mu}\rho$. 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:

$$\text{Re}_w = \frac{wl}{\mu}\rho, \qquad (5.8.13)$$

где w — средняя по длине рассматриаемой поверхности скорость на границе пограничного слоя; l — длина канала (принимается равной хорде лопаток B пр 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:

$$\text{Re}_u = \frac{u_н D_н}{\mu_{нач}}\rho_{нач}, \qquad (5.8.14\ а)$$

для ступени ЦК:

$$\mathrm{Re}_u = \frac{u_2 D_2}{\mu_{\text{нач}}} \rho_{\text{нач}}. \qquad (5.8.14\ \text{б})$$

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

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

Внутренняя задача. При движении газа в проточной части ступеней ТК всегда присутствует начальная турбулентность, возникающая при обтекании стенок 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 $\overline{k}_{\text{ш}} = k_{\text{ш}} / l$.

Коэффициент силы трения пластинки с полностью турбулентным пограничным слоем по ее длине и с ламинарным подслоем, закрывающим неровности поверхности («гидравлически гладкая» поверхность) достаточно корректно определяется формулой [13]:

$$c_{w\,\text{тр}} = \frac{0{,}0307}{\mathrm{Re}_w^{1/7}}. \qquad (5.8.15)$$

Для определения потерь трения шероховатых пластинок Л. Прандтлем и Х. Шлихтингом разработана номограмма, представленная на рис. 5.8.12.

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

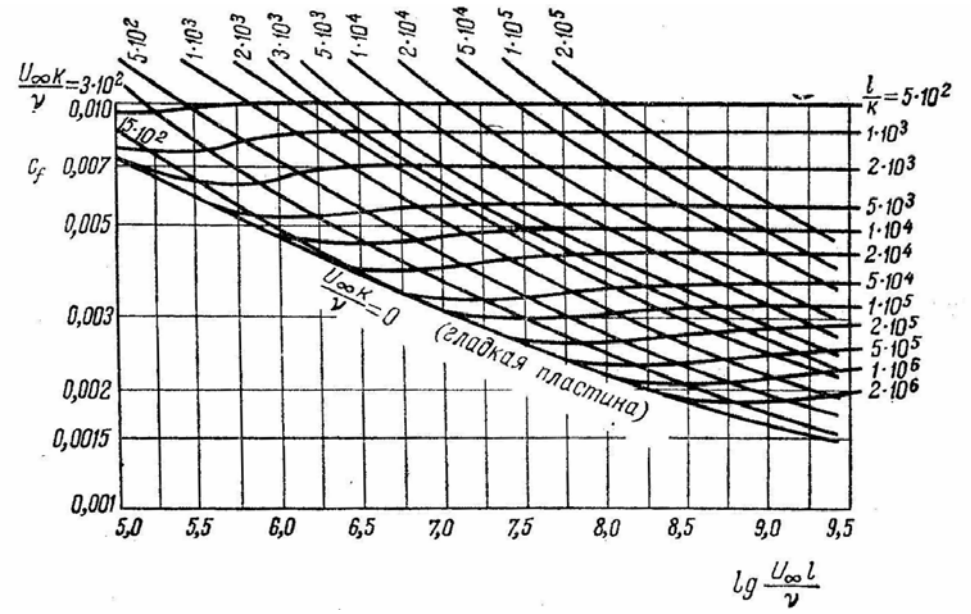
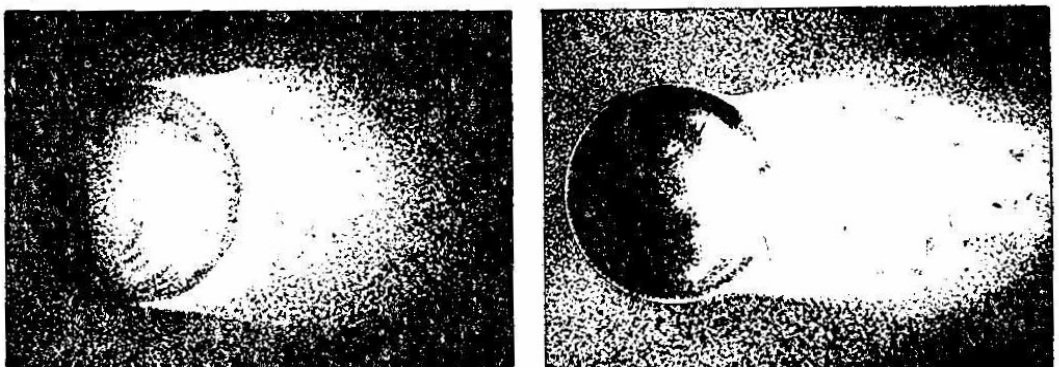


Рис. 5.8.12. Номограмма для определения коэффициента силы сопротивления трения гидравлически гладкой и шероховатой пластинок [15]

Пример. Лопатка ступени ОК с хордой 0,06 м обтекается потоком воздуха при атмосферных условиях со средней скоростью 200 м/с. Плотность воздух примерно 1,2 кг/м^3, динамическая вязкость $17\cdot10^{-6}$ н·с/м$^{2.}$ Соответствующее число $Re_w \approx 850000$, $lg\,Re_w \approx 6{,}0$. По номограмме на рис. 5.8.13 гидравлически гладкой поверхности при этом значении критерия Рейнольдса соответствует величина $B/k_ш = 1\cdot10^4$. То есть, для обеспечения минимально возможной потери трения шероховатость поверхности должна быть не более 6 микрометров (0,006 мм — вполне достижимое качество обработки).

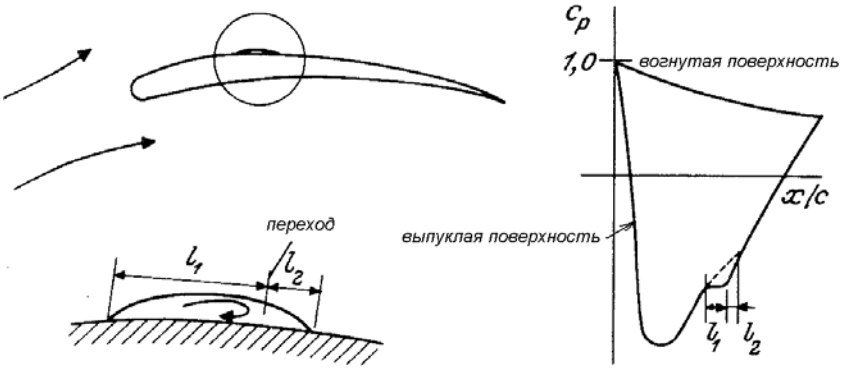
В отличие от пластинки, движение газа в ступенях ТК в основном замедленное. При анализе роли критерия Рейнольдса следует учитывать его влияние на потери отрыва. Известно, что отрыву препятствует сила трения, увлекающая медленно движущиеся частицы пограничного слоя вблизи поверхности более быстрыми частицами. Касательное напряжение $\tau = \mu'\frac{\partial w}{\partial n}$ в начале диффузорной поверхности велико. Но по мере движения профиль скорости в пограничном слое деформируется, касательное напряжение уменьшается. При $\frac{\partial w}{\partial n} = 0$ касательное напряжение исчезает, т.е., нет больше силы, препятствующей обратному движению газовых частиц у поверхности профиля (канала).

Профиль скорости в турбулентном пограничном слое более заполненный, чем в ламинарном пограничном слое. Кроме того, динамическая вязкость с учетом турбулентного перемешивания больше, чем динамическая вязкость газа при ламинарном течении $\mu' > \mu$. Малые касательные напряжения в диффузорном ламинарном потоке приводят к более быстрому отрыву с большими вихревыми потерями, рис. 5.8.13.



а) б)

Рис. 5.8.13. Визуализация зоны отрыва потока при обтекании шара: (а) — ламинарный поток; (б) — турбулентный поток



5.8.14. Схема начала отрыва («пузырь отрыва») при ламинарном течении, и соответствующие распределения давлений по профилю (штриховая линия относится к распределению давлений при отсутствии «пузыря») [3]

В разделе 4.19 (рис. 4.19.1.) представлены данные Д. Стюарта по влиянию критерия Рейнольдса на коэффициент силы профильного сопротивления и номинальный угол поворота компрессорной решетки.

Видно, что при $\mathrm{Re}_w > 2{,}5 \cdot 10^5$ имеет место автомодельность по критерию Рейнольдса, т.е. он не оказывает влияния на параметры решетки. Очевидно, что шероховатость поверхности испытанной решетки такова, что ее нельзя рассматривать в качестве гидравлически гладкой (номограмма на рис. 5.8.13). Очевидно так же, что при больших значениях Re_w этот критерий не влияет на потери отрыва. Влияние критерия Рейнольдса на характеристики ступеней ТК принципиально такое же, как на характеристики плоских решеток.

Другая ситуация имеет место при $\mathrm{Re}_w < \mathrm{Re}_{w\text{крит}} = 2{,}5 \cdot 10^5$, когда пограничный слой становится ламинарным. На выпуклой поверхности профилей появляется «пузырь отрыва», а затем классический отрыв, становящийся все более интенсивным по мере уменьшения числа Рейнольдса (рис. 5.8.14).

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.