

Московский государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана

В.С.Бекнев, А.Ф.Куфтов, Р.З.Тумашев

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ИТД

Методические указания
к курсовому и дипломному проектированию

Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана

1996

Рецензент Н.Д.Чайков

Б42 Бекнев В.С., Куфтов А.Ф., Тумашев Р.З. Расчет и проектирование центробежных компрессоров ИТД: Методические указания. - М.: Изд-во МГТУ, 1996. - 44 с., ил.

Даны рекомендации по расчету параметров центробежных компрессоров, транспортных, авиационных и стационарных газотурбинных двигателей.

Для студентов, выполняющих курсовые и дипломные проекты.

Ил. 9. Библиогр. 3 назв.

ББК 31.363



МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1996.

ВВЕДЕНИЕ

Центробежные компрессоры (ЦБК) широко применяют в транспортных и авиационных газотурбинных двигателях (ГТД), в замкнутых газотурбинных установках (ГТУ) с инертными газами (или их смесями) в качестве рабочего тела, а также в стационарных установках для перекачки различных газов. Используют как одноступенчатые, так и многоступенчатые конструкции. Обладая несколько меньшим КПД и большим радиальным габаритом по сравнению с осевыми компрессорами, ЦБК при тех же параметрах имеют меньший осевой габарит, меньшую удельную массу, большую технологичность. При уменьшении объемного расхода разница между КПД осевых и центробежных компрессоров уменьшается и при малых расходах исчезает совсем. Кроме того, в ряде случаев из-за особенностей протекания характеристик центробежных компрессоров, большей устойчивости при работе на запыленном газе и других условиях работы применение ЦБК является более предпочтительным, чем осевых. Поэтому выбор типа компрессора является инженерной технико-экономической задачей и зависит от конкретных требований, предъявляемых к компрессору, а также от компоновки ГТД или ГТУ в целом. При разработке компрессора необходимо учитывать требования к ступени уже на начальных стадиях проектирования: в техническом задании.

Различают две основные задачи, связанные с проектированием компрессоров. Первая заключается в расчете основных геометрических соотношений и размеров проточной части (ПЧ) компрессора, а также формы профиля лопатки в пространстве (обратная задача гидрогазодинамики). Спроектированный компрессор должен обеспечить заданные напор и расход при известном числе оборотов с максимальным КПД в расчетной точке.

Вторая задача (прямая задача гидрогазодинамики) состоит в расчете параметров потока в проточной части при известной геометрии ступени. Эти расчеты используют при доводке существующих конструкций, а также при оценке характеристик и других эксплуатационных показателей.

На практике в рамках первой задачи распространены два основных подхода к расчетам: 1) на основе последовательного расчета и профилирования элементов проточной части и 2) на основе прямого моделирования с использованием полного или частичного подобия течения газа в проточной части. Моделирование целесообразно в том случае, если имеется прототип с показателями, удовлетворяющими предъявленным требованиям. Методы поэлементного расчета более универсальны и информативны. В данной работе расчет и профилирование ПЧ ЦБК базируется на поэлементном методе.

Проектирование ЦБК включает в себя следующие разделы:

- 1) составление технического задания на проектирование ЦБК;
- 2) выбор типа и основных параметров ступени;
- 3) предварительная оценка геометрических размеров элементов проточной части и КПД ступени;
- 4) поэлементный расчет проточной части по средней линии тока с использованием эмпирических зависимостей, связывающих геометрические параметры проточной части с коэффициентами потерь;
- 5) профилирование основных элементов проточной части рабочего колеса и выходной системы.

1. СОСТАВЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦБК

Техническое задание содержит физические характеристики рабочего тела, газодинамические параметры, которые должен обеспечить компрессор, эксплуатационные требования, зависящие от назначения и условий работы, экономические требования, определяемые технологией и стоимостью изготовления, компоновочные требования, обусловленные конструкцией всей установки и сопряженных агрегатов.

К физическим характеристикам рабочего тела относятся: состав газа (в массовых или объемных долях), показатель энтропии $k = C_p / C_v$, газовая постоянная R_g (или удельная теплоемкость C_p), коэффициент динамической вязкости $\mu_{г0}$ и коэффициент теплопроводности $\lambda'_{г0}$ каждого компонента состава (приложение).

К газодинамическим параметрам обычно относятся: физический или приведенный массовый расход рабочего тела G_r с указанием количества и мест отборов рабочего тела по тракту проточной ча-

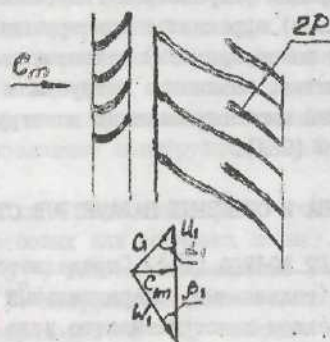
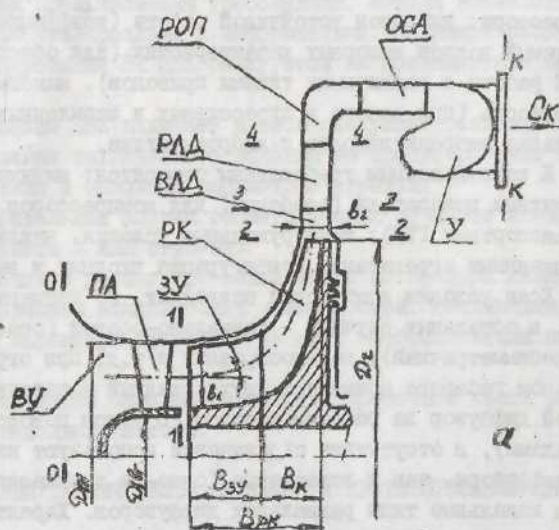
сти; параметры заторможенного потока при входе: давление P_0^* и температура T_0^* ; степень повышения давления по заторможенным параметрам π_k^* ; ожидаемые адиабатические или политропические КПД ступеней ($\eta_{ад.к}^*$ и $\eta_{п.к}^*$) по заторможенным параметрам; частота вращения ротора n .

К эксплуатационным требованиям относятся: ресурс работы компрессора; диапазон устойчивой работы (коэффициент Δk_y) и требуемый наклон напорных характеристик (для обеспечения устойчивой работы с различными типами приводов), максимальная износостойкость (при работе в агрессивных и запыленных средах), минимальная виброактивность и виброакустика.

К компоновочным требованиям относятся: минимальные массогабаритные показатели (особенно, для компрессоров авиационных и транспортных ГТД); конструктивные условия, накладываемые сопряженными агрегатами; конфигурация входных и выходных патрубков. Если условия компоновки позволяют, то применяют осевой вход, в остальных случаях - радиально-осевой (осесимметричный или несимметричный), коленообразный и т.д. При ограниченном радиальном габарите применяют двухкаскадный лопаточный радиально-осевой диффузор за рабочим колесом (с углом поворота 90° между каскадами), в отсутствие ограничений используют как безлопаточные диффузоры, так и лопаточные (одно- и двухкаскадные), клиновые и канальные типы радиальных диффузоров. Характер соединения компрессора с последующим устройством ГТД (камерой сгорания, теплообменным аппаратом) определяет конструкцию выходной системы и скорость потока за ступенью. В качестве выходных устройств применяют оборные улитки, различные патрубки и ресиверы, а для промежуточных ступеней многоступенчатых конструкций - обратные направляющие аппараты (ОНА).

2. ВЫБОР ТИПА И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТУПЕНИ

2.1. Тип рабочего колеса (РК). Определяется формой меридионального контура (радиальный, осерадиальный или диагональный) и числовым значением конструктивного угла лопатки $\beta_{2л}$ на выходе из рабочего колеса (рис. 1).



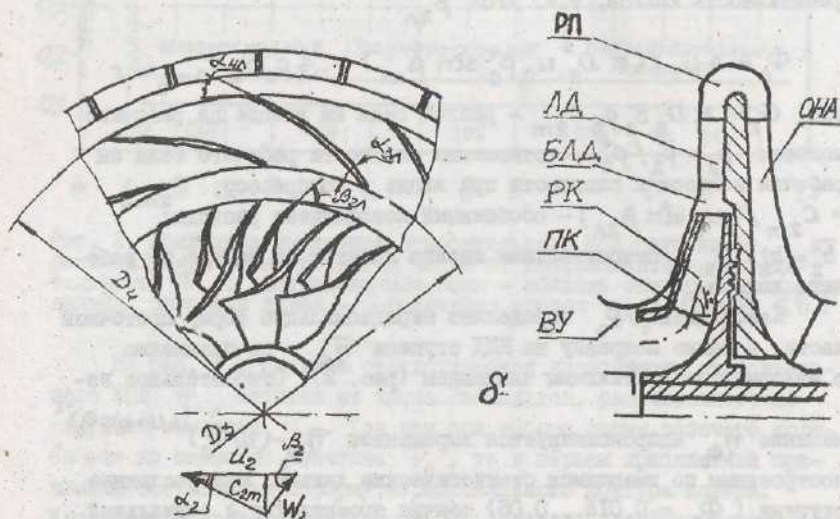


Рис. 1. Основные элементы проточной части и расчетные сечения ступени центробежного компрессора осерадального (а) и радиального (б) типов: ВУ - входное устройство; ПА - подкручивающий аппарат; ВУ - заборное устройство колеса; РК - рабочее колесо; БЛД - безлопаточный диффузор; РЛД - радиальный лопаточный диффузор; РОП - радиально-осевой поворот; РП - радиальный поворот; ОСА - осевой спрямляющий аппарат; ОНА - обратный направляющий аппарат; У - сборная улитка; ПК - покрывной диск рабочего колеса; 2Р - решетки второго ряда

Выбор той или иной формы меридионального контура рабочего колеса зависит от коэффициента производительности Φ , представляющего собой отношение расхода через ступень к условному расходу рабочего тела, протекающего через площадь, ометаемую рабочими лопатками колеса, со скоростью u_2 и плотностью ρ_0^* :

$$\Phi = 4 G_r / (\pi D_2^2 u_2 \rho_2),$$

Однако с учетом подобия полей скоростей в межлопаточных каналах высокоэффективных ступеней рекомендуется использовать обобщенный коэффициент Φ_0 производительности, который характеризует реактивность колеса, т.е. угол $\beta_{2\lambda}$:

$$\Phi_0 = 4 G_r / (\pi D_2^2 u_2 \rho_0^* \sin \beta_{2\lambda}) \approx 4 \bar{\rho}_2 \bar{b}_2 \bar{C}_{2m0},$$

где $G_r = \pi D_2 b_2 \rho_2 C_{2m}$ — расход газа на выходе из рабочего колеса; $\bar{\rho}_2 = \rho_2 / \rho_0^*$ — отношение плотности рабочего тела за рабочим колесом к плотности при входе в компрессор; $C_{2m0} = C_{2m} / (u_2 \sin \beta_{2\lambda})$ — обобщенный коэффициент расхода; $\bar{b}_2 = b_2 / D_2$ — относительная ширина лопаток на выходе из рабочего колеса.

Коэффициент Φ_0 определяет меридиональную форму проточной части, а также поправку на КПД ступени $\bar{\eta}_{\Phi_0}$ по сравнению с максимально достижимым значением (рис. 2). Относительное из-

менение $\bar{\eta}_{\Phi_0}$ аппроксимируется выражением $\bar{\eta}_{\Phi_0} = (10 \Phi_0)^{(1,11 + 489 \Phi_0)^{-1}}$,

построенным по имеющимся статистическим данным. Малорасходные ступени ($\Phi_0 = 0,015 \dots 0,05$) обычно проектируют с радиальной формой колеса, среднерасходные ($\Phi_0 = 0,05 \dots 0,1$) — как с радиальными, так и осердиальными колесами, высокорасходные ($\Phi_0 > 0,1$) — с осердиальной или диагональной формой.

При $\Phi_0 < 0,01$ целесообразно для сжатия и подачи рабочего тела потребителю использовать компрессоры объемного типа, а при $\Phi_0 > 0,2$ — диагональные и осевые компрессоры или переходить к двухпоточным конструкциям центробежных машин.

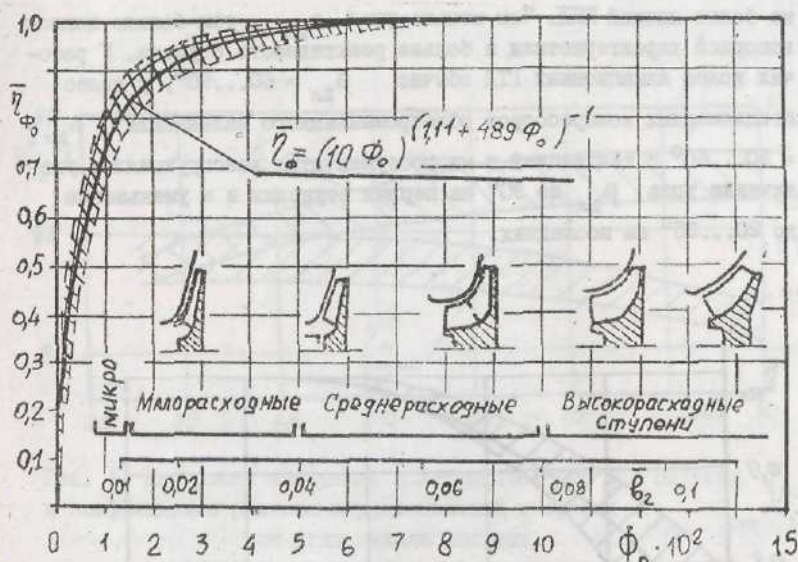


Рис. 2. Диаграмма изменения относительного КПД ступени $\bar{\eta}_{\Phi_0}$ и рекомендуемых форм проточной части от коэффициента производительности Φ_0 : заштрихованная зона - область экспериментальных данных; сплошная линия - осредненная кривая $\bar{\eta}_{\Phi_0}$; $0.0 \leq \Phi_0 \leq 0.1$

На рис. 3 приведена статистическая зависимость относительного КПД $\bar{\eta}_{\Phi_0}$ ступени от числа Рейнольдса, рассчитанного по окружной скорости u_2 . Так как при выборе формы рабочего колеса еще не известно значение Φ_0 , то в первом приближении принимаем осередиальную форму меридионального контура колеса. Коэффициент производительности Φ_0 связан с коэффициентом

$$\text{быстроходности } k_{s0} = \Phi_0^{0.5} \bar{H}_{90}^{-0.75} \sin \beta_{2л}^{-0.125} \cdot (1.0, \dots, 1.2) \Phi_0^{0.5},$$

где \bar{H}_{90} - коэффициент напора.

Значения угла лопатки $\beta_{2л}$ можно принимать в широких пределах: от 20 до 90° и очень редко $\beta_{2л} > 90^\circ$. При выборе угла лопатки следует иметь в виду, что при одинаковых степенях повышения давления ступени с углом $\beta_{2л} = 90^\circ$ имеют меньший радиальный габарит (за счет больших коэффициентов напора),

но более низкий КПД. Чем меньше угол $\beta_{2л}$, тем больше наклон напорной характеристики и больше реактивность ступени. У рабочих колес авиационных ГТД обычно $\beta_{2л} = 60...90^\circ$, у колес стационарных компрессоров общепромышленного назначения $\beta_{2л} = 30...60^\circ$ с тенденцией в многоступенчатых конструкциях к увеличению угла $\beta_{2л}$ до 90° на первых ступенях и к уменьшению до $20...25^\circ$ на последних.

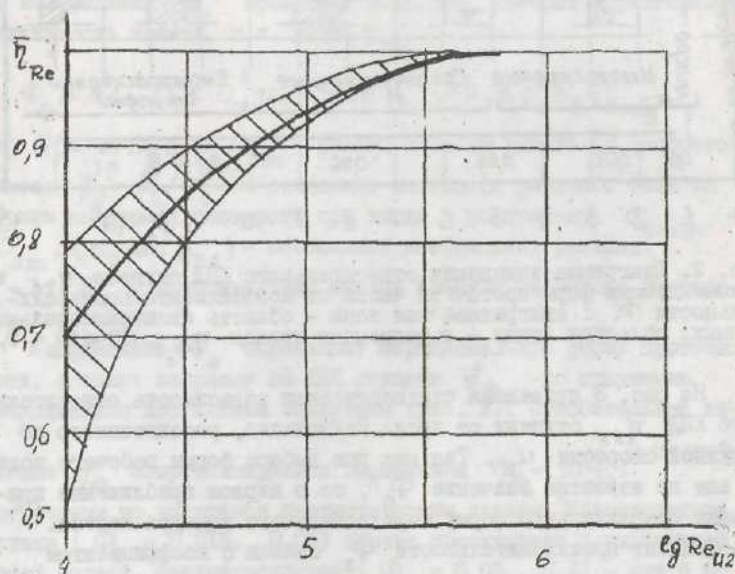


Рис. 3. Диаграмма изменения относительного КПД ступени η_{Re} от числа Рейнольдса $Re_{u2}(u_2 D_2)/\dot{v}_2$; заштрихованная зона - область экспериментальных данных; сплошная линия - осредненная кривая

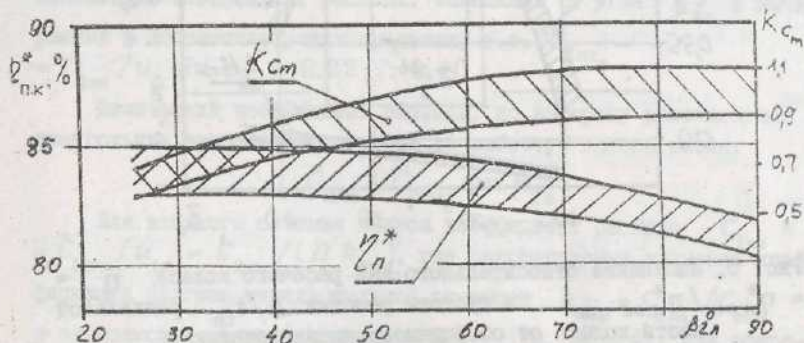


Рис. 4. Диаграмма изменения политропического КПД ступени $\eta_{п.к.}^*$ и коэффициента разгона меридиональной скорости $k_{cm} = C_{2m} / C_{1m}$ от угла выхода лопатки

Изменение политропического КПД ступени $\eta_{п.к.}^*$ от угла выхода лопатки $\beta_{2л}$ в первом приближении оценивают по диаграмме (рис. 4), которая построена в соответствии с опытными данными. Адиабатический КПД при этом будет равен:

$$\eta_{ад.к}^* = \frac{\pi_k^* \frac{k-1}{k} - 1}{\pi_k^* \frac{k-1}{k} \eta_{п.к.}^* - 1}.$$

2.2. Число лопаток и основные геометрические соотношения рабочего колеса. Число лопаток рабочего колеса центробежной ступени можно выбирать в достаточно широких пределах, при этом число лопаток осевой части осерадальных колес равно либо числу лопаток в радиальной части $z_{рк}$ в случае однорядного лопаточного аппарата рабочего колеса, либо в два раза меньше для двухрядного лопаточного аппарата. Для обоснования выбора числа лопаток $z_{рк}$ целесообразно использовать обобщенное число лопаток радиальной части колеса $z_0 = z_{рк} / \sin \beta_{2л}$.

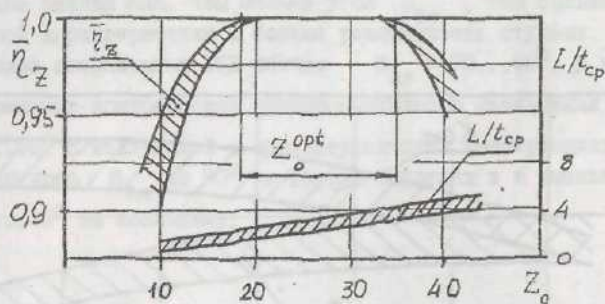


Рис. 5. Изменение относительного КПД рабочего колеса $\bar{\eta}_z = \eta_{п.рк}^* / \eta_{п.рк}^{*max}$ и густоты решетки L/t_{cp} радиальной части колеса от обобщенного числа лопаток Z_0

Как видно из рис. 5, оптимальное число лопаток меняется в широких пределах: $Z_0^{opt} = 16...32$. Фактическое число лопаток $Z_{рк} = Z_0 \cdot \sin \beta_{2л}$. Достаточно широкий диапазон изменения $Z_{рк}^{opt}$ (при больших значениях угла $\beta_{2л}$) позволяет подбирать рациональные соотношения чисел лопаток колеса и диффузора без уменьшения КПД ступени.

Относительные радиальные размеры колеса выбирают в следующих пределах (см. рис. 1): относительный диаметр периферии при входе в рабочее колесо $\bar{D} = D_{1п} / D_2 = 0,45...0,65$; относительный диаметр втулки при входе в рабочее колесо $\bar{d} = D_{1вт} / D_{1п} = 0,35...0,55$. В ряде случаев (осерадальный компрессор, состоящий из осевого и центробежного компрессоров, высокоскоростные ступени и т.д.) можно увеличить \bar{d} до 0,7...0,8, что, однако, может привести к снижению КПД ступени. Для радиальных колес $D_{1вт} \approx D_{1п}$, $\bar{d} \approx 1,0$.

2.3. Коэффициенты расхода. При газодинамическом расчете компрессора используют два коэффициента расхода. Первый представляет собой отношение расходной (меридиональной) составляющей скорости потока к окружной скорости колеса в характерных сечениях, т.е. $\bar{C}_{im} = C_{im} / u_{1п}$.

Для сечения на выходе из рабочего колеса вводят второй обобщенный коэффициент расхода, зависящий от угла $\beta_{2л}$ и вынужденный в достаточно узких пределах, т.е. $\bar{C}_{2m_0} = C_{2m}/u_2 \sin \beta_{2л} = 0,22 \dots 0,40$.

Физический коэффициент расхода, по которому рассчитывают треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса, равен:

$$\bar{C}_{2m} = \bar{C}_{2m_0} \sin \beta_{2л}.$$

Для входного сечения колеса коэффициент расхода $C_{1m} = \bar{C}_{1m}/u_{1п} = C_{2m}/(D k_{Cm})$, где рекомендуемые значения коэффициента разгона меридиональной скорости $k_{Cm} = C_{2m}/C_{1m}$ в зависимости от угла лопатки $\beta_{2л}$ (см. рис. 4). Для осевых колес с углом $\beta_{2л} = 60 \dots 90^\circ$ обычно принимают $k_{Cm} \approx 1,0$.

2.4. Коэффициенты напора. Коэффициент напора представляет собой отношение работы, потворенной к рабочему телу, к квадрату окружной скорости на наружном диаметре рабочего колеса. При расчете компрессоров чаще всего используют коэффициент адиабатического (изентропического) напора $\bar{H} = H_{ад}/u_2^2$ и коэффициент эффективного напора $\bar{H}_к = H_к/u_2^2$. Эти коэффициенты связаны между собой зависимостью, вытекающей из баланса энергии в ступени:

$$\bar{H}_к = \frac{\bar{H}}{\eta_{ад.к}^*} = \frac{\bar{H}_{рк}}{\eta_{ад.рк}^*} = \mu_\infty + \alpha_f -$$

$$- \mu_\infty \bar{C}_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{2л} - \bar{C}_{2m} \bar{D} \bar{d}_{ср} \operatorname{ctg} \alpha_{1ср} / k_{Cm},$$

где $\alpha_f = \Delta H_f / u_2^2 = 0,03 \dots 0,05$ - коэффициент затраченной работы на трение диска; $\mu_\infty = C_{2u}/C_{2u\infty}$ - коэффициент уменьшения мощности; $C_{2u\infty}$ - окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса при бесконечном числе лопаток, $\bar{d}_{ср} = D_{ср} / D_{1п}$.

Для колес с радиальными на выходе лопатками ($\beta_{2л} = 90^\circ$) в отсутствие закрутки на входе ($\alpha_{1ср} = 0$) при оптимальном числе лопаток $\bar{H}_{к0} = \mu_\infty + \alpha_f = 0,87 \dots 0,93$. Для $\beta_{2л} < 90^\circ$

в первом приближении $\bar{H}_k = \bar{H}_{k0} \sqrt{\sin \beta_{2л}}$. в дальнейшем числовое значение \bar{H}_k уточняют в процессе расчета по уравнению баланса мощности.

2.5. Окружная скорость конца лопасти. По выбранному значению \bar{H}_k и изоэнтропическому напору $H_{Ad}^* = C_p T_0^* (\pi_k^{*\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$ оценивают окружную скорость колеса $u_2 = \sqrt{H_{Ad}^* / \bar{H}}$, где $\bar{H} = \bar{H}_k \cdot \eta_{Adk}$.

Ориентировочные допустимые значения окружных скоростей рабочих колес с радиальными лопатками составляют: $u_2 \leq 450$ м/с - из алюминиевых сплавов марок АК; $u_2 \leq 500$ м/с - из стальных сплавов; $u_2 \leq 550...650$ м/с - из титановых сплавов. При уменьшении $\beta_{2л}$ до $50...60^\circ$ эти значения должны быть уменьшены на $40...50$ м/с. Колеса из композитных материалов позволяют увеличить предельные значения u_2 в 1,5-2 раза по сравнению со стальными колесами.

Если полученные значения u_2 превышают допустимые, следует увеличить число ступеней с рациональным разбиением π_k^* по ступеням.

3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И КПД СТУПЕНИ

3.1. Оценка размеров рабочего колеса и КПД ступени. В соответствии с представленными выше рекомендациями (см. гл. 2) выбирают коэффициенты эффективного напора \bar{H}_{k0} , расхода $\bar{C}_{2т0}$, число лопаток Z_0 , а также угол лопатки колеса на выходе $\beta_{2л}$, относительный диаметр колеса $\bar{D} = D_{1л} / D_2$, угол закрутки потока на входе $\alpha_{1ср}$ и угол наклона средней линии тока на входе в рабочее колесо $\gamma_{1ср}$ (см. рис. 1).

По графику (см. рис. 4) оценивают политропический КПД ступени $\eta_{п.к}^*$ и коэффициент разгона meridionalной скорости в колесе $k_{ст} = C_{2т} / C_{1т}$.

Далее вычисляют коэффициенты эффективного напора, расхода

и число лопаток $\bar{H}_k = \bar{H}_{k0} \sqrt{\sin \beta_{2л}}$; $\bar{C}_{2m} = \bar{C}_{m0} \sin \beta_{2л}$;
 $\bar{C}_{1m} = \bar{C}_{2m} / (\bar{D} k_{см})$; $\bar{\alpha}_{рк} = \bar{\alpha}_0 \sin \beta_{2л}$ (значение $\bar{\alpha}_{рк}$
 округляют до ближайшего целого числа).

Адиабатический КПД ступени

$$\eta_{ад.к}^* = \frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_k^{*k} \eta_{п.к}^* - 1}$$

Адиабатический и эффективный напоры ступени

$$H_{ад}^* = C_p T_0^* (\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1); \quad \bar{H} = \bar{H}_k \cdot \eta_{ад.к}^*; \quad H_k = H_{ад}^* / \eta_{ад.к}^*$$

Окружные скорости на выходе и входе в колесо

$$u_2 = \sqrt{H_{ад}^* / \bar{H}}; \quad u_{1п} = u_2 \cdot \bar{D}$$

Меридиональные скорости на выходе и входе в колесо

$$C_{2m} = \bar{C}_{2m} u_2; \quad C_{1m} = \bar{C}_{1m} u_{1п} = C_{2m} \cdot k_{см}$$

Площади на входе в колесо

$$F_1 \approx G_r / C_{1m} \rho_1^* \varepsilon(\lambda, k) \mu_{вy}$$

где $\rho_1^* = P_0^* \sigma_{вy} / (R_r T_0^*)$ - плотность рабочего тела на входе
 в колесо; $\sigma_{вy} = 0,985 \dots 0,995$ - коэффициент сохранения пол-
 ного давления во входном патрубке с учетом потерь в фильтре;
 $\varepsilon(\lambda, k)$ - газодинамическая функция плотности по скорости C_1
 с учетом принятого угла $\alpha_{1ср}$; $\mu_{вy} = 0,98 \dots 0,99$ - коэффи-
 циент загромождения на входе; $C_1 = C_{1m} / \sin \alpha_{1ср}$; $\lambda_{1ср} =$
 $= C_1 / \alpha_{кр}$; $\alpha_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R_r T_0^*}$

Диаметр втулки на входе в рабочее колесо

$$D_{вт} = \sqrt{D_{1п}^2 - 4 F_1 \cos \gamma_{1ср} / \pi}, \quad \text{где } D_{1п} = D_2 \cdot \bar{D}, \quad D_2 = 60 u_2 / \pi n.$$

Для осесредальных ступеней $\gamma_{1cp} = 0...35^\circ$, для радиальных $\gamma_{1cp} = 80...90^\circ$.

Относительный диаметр втулки на входе в рабочее колесо

$$\bar{d} = D_{1вт} / D_{1п}.$$

Рекомендуемые значения $\bar{d} = 0,35...0,55$.

Для центробежных ступеней в системе осецентрированного компрессора значения \bar{d} могут достигать 0,7 и выше. Если $\bar{d} < 0,35$, то следует увеличить \bar{C}_{1m} (за счет увеличения \bar{C}_{2m} или \bar{D} и уменьшить $\beta_{2л}$) и повторить расчет до получения рекомендуемых значений α .

Коэффициент уменьшения подведенной работы за счет конечного числа лопаток и неактивности лопатки

$$\mu_\infty = \frac{\sigma_0 - \bar{C}_{2m_0} \cos \beta_{2л}}{1 - \bar{C}_{2m_0} \cos \beta_{2л}},$$

где $\sigma_0 = 1 - \sqrt{\sin \beta_{2л}} / \alpha_{рк}^{0,7}$ - коэффициент скольжения.

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса

$$C_{2u} = \mu_\infty (u_2 - C_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{2л}).$$

Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2m}^2}.$$

Угол потока в абсолютном движении на выходе из рабочего колеса

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} C_{2m} / C_{2u}.$$

Температура рабочего тела и критическая скорость потока на выходе из рабочего колеса

$$T_2^* = T_0^* + H_k / C_p; \quad \alpha_{кр2} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_2^*}.$$

Приведенная скорость потока на выходе из рабочего колеса

$$\lambda_2 = C_2 / \alpha_{кр2}.$$

Число Рейнольдса по окружной скорости на наружном диаметре рабочего колеса и высота лопатки

$$Re_{u2} = \rho_2 D_2 u_2 / \mu_2; \quad b_2 = G_r / (\pi D_2 \rho_2 C_{2\pi} \mu_{2-2}),$$

где $\rho_2 = \frac{\pi_k^* P_0^* \varepsilon(\lambda_2, k)}{\sigma_{вых} R_g T_2^*}$ — плотность рабочего тела за ко-

лесом; $\mu_{2-2} \approx 0,93 \dots 0,95$ — коэффициент загромазнения;

$\sigma_{вых} = 0,93 \dots 0,99$ — коэффициент сохранения полного давления выходной системы (меньшее значение — для сверхзвуковых скоростей потока на выходе из колеса, большее — для малых значений λ_2 ,

характерных при работе на гелии): $\mu_2 \approx \mu_{г0} (T_2^* \cdot \tau(\lambda_2, k) / T_{г0})^m$ — коэффициент динамической вязкости газа за колесом; m — коэффициент, зависящий от рода газа (см. приложение).

Обобщенный коэффициент производительности

$$\Phi_0 = 4 G_r / (\pi \rho_1^* D_2^2 u_2 \sin \beta_{2л}).$$

По графикам (см. рис. 3) определяют поправку на КПД в зависимости от числа Рейнольдса Re_{u2} и обобщенного коэффициента производительности Φ_0 , а затем уточняют значения политропического и адиабатического КПД ступени

$$\eta_{п.к}^{*1} = \eta_{п.к}^* \cdot \bar{\eta}_{Re} \cdot \bar{\eta}_{\Phi_0}, \quad \eta_{ад.к}^* = (\pi_k^{* \frac{k-1}{k}} - 1) / (\sigma_k^{* \frac{k-1}{k}} \eta_{п.к}^* - 1).$$

По коэффициенту Φ_0 (см. рис. 2) можно уточнить приняту в первом приближении форму проточной части компрессора.

Когда значение коэффициента Φ_0 попадает в левую часть графика (см. рис. 2), то рекомендуется, если это допустимо по условиям технического задания, увеличить число оборотов, что приводит к уменьшению величины D_2 , снижению коэффициента расхода, увеличению коэффициента напора за счет перехода к большему $\beta_{2л}$ или увеличению числа ступеней (в многоступен-

чатых конструкциях). Если значение коэффициента Φ_0 смещается вправо, то следует рассмотреть возможности уменьшения числа оборотов, увеличения коэффициента расхода, уменьшения коэффициента напора или перехода на многоступенные, диагональные или осевые конструкции.

Далее уточняют значения коэффициентов напора:

$$\bar{H}_k = \mu_\infty + \alpha_f - \mu_\infty \bar{C}_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{2л} - \bar{C}_{2m} \bar{D} \bar{\alpha}_{cp} \operatorname{ctg} \alpha_{1cp} / k_{cm},$$

и расчет повторяют до сходимости по параметрам \bar{H}_k и $\eta_{ад,к}^*$ с точностью до 1 %.

3.2. Выбор типа входного и выходного устройств. Выбор того или иного типа входного и выходного устройств определяется многими факторами, в число которых входит назначение ступени, условия агрегатирования с предыдущими и последующими устройствами, требования к эксплуатационным показателям, технологии и стоимости изготовления и др.

Входные устройства. Назначение входных устройств – подвод потока к лопаткам рабочих колес из окружающей среды или предыдущего устройства. Основным элементом входного устройства является входной патрубок, в котором на входе или чаще на выходе расположен подкручивающий аппарат, создающий по определенному закону закрутку потока перед колесом для улучшения условий обтекания заборного устройства колеса. Наиболее распространенные типы входных патрубков показаны на рис. 6.

Выходные устройства. Включают в себя безлопаточный и лопаточный диффузоры, а также выходной патрубок, расположенный между лопаточным диффузором и фланцем компрессора. Основное назначение безлопаточного диффузора (БЛД) – выравнивание потока, а при больших Ma^* – уменьшение числа Маха на входе в лопаточный диффузор. В высоконапорных компрессорах радиальную протяженность БЛД задают в пределах $\bar{\alpha}_{блд} = D_3 / D_2 = 1,05 \dots 1,20$, ширина БЛД обычно постоянна, т.е. $b_3 = b_2$.

В низконапорных ступенях с углом $\beta_{2л} < 40^\circ$ БЛД может быть основным элементом ступени, преобразующим скоростной напор за колесом в статическое давление. При прочих равных условиях радиальная протяженность безлопаточного диффузора больше по сравнению с лопаточным диффузором (ЛД); БЛД имеет более широкий

диапазон устойчивой работы, но более низкий КПД; стоимость его изготовления ниже, чем для лопаточного. Эти различия увеличиваются с ростом угла $\beta_{2л}$.

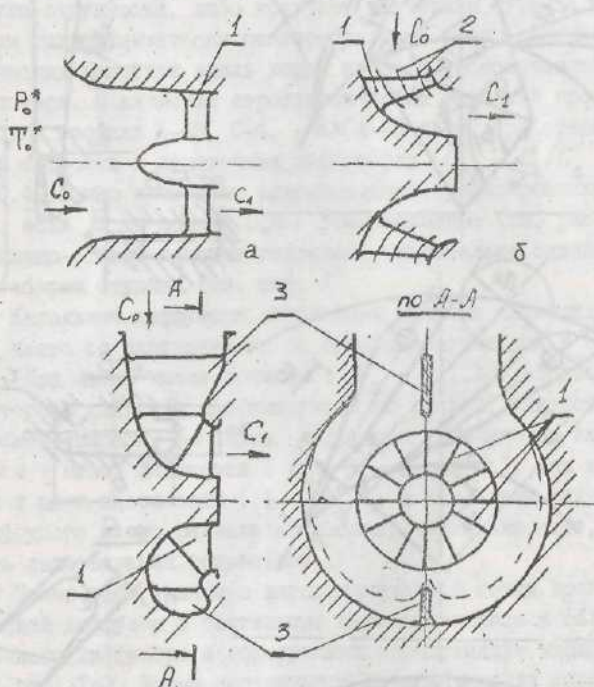
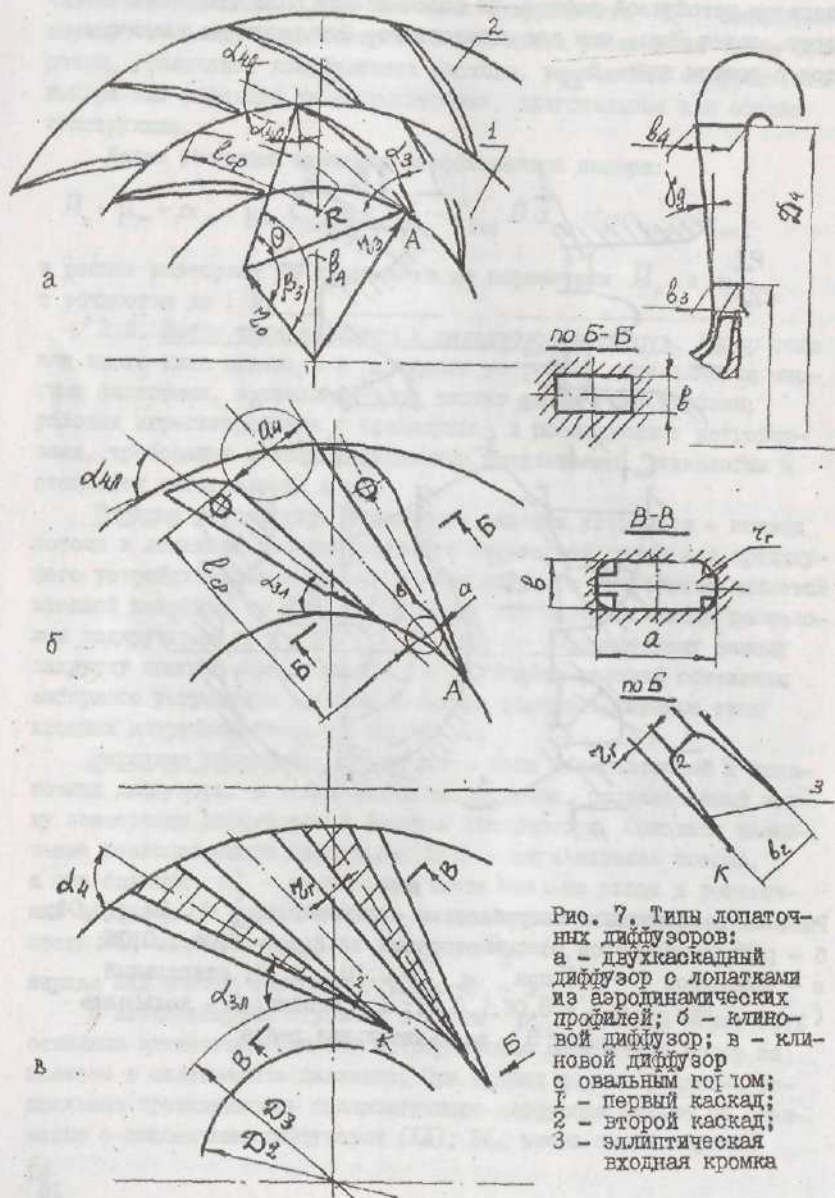


Рис. 6. Типы входных патрубков: а - осевой, $\xi_{вп} = 0,02 \dots 0,04$; б - радиально-осевой осесимметричный, $\xi_{вп} = 0,04 \dots 0,06$; в - кольцевой (—) при $\xi_{вп} = 0,10 \dots 0,15$; спиральный (---) при $\xi_{вп} = 0,06 \dots 0,11$; 1 - стойки; 2 - кольцевые лопатки; 3 - разделительные ребра



Лопаточные диффузоры обычно выполняются как устройства либо лопаточного типа с лопатками, образованными аэродинамическими профилями (рис. 7а), либо канального типа, имеющими прямолинейную ось межлопаточного канала (рис. 7б, в). Среднюю линию лопаток с аэродинамическим профилем либо принимают в виде дуги окружности, либо получают расчетным путем с использованием гидродинамически целесообразного распределения аэродинамических нагрузок вдоль хорды профиля, обеспечивающего минимум потерь. В качестве аэродинамических значений профилей используют профили А-40, С-4, НАСА-65 и др. При степени торможения скорости в лопаточных диффузорах $\bar{C}_{\text{лд}} = C_4/C_3$ обьёмных 0,4 обычно применяют однокаскадные профилированные диффузоры; если $\bar{C}_{\text{лд}}$ меньше 0,4 – двухкаскадные (см. рис. 1; 7а). Радиально-осевой поворот позволяет значительно снизить радиальный габарит ступени (см. рис. 1).

Канальные диффузоры образованы прямыми клиновидными лопатками часто со скруглениями со стороны разрежения в области выхода. При малом числе лопаток ($Z_{\text{д}} \sim 7 \dots 10$) входной участок со стороны давления профилируется по кривой, близкой к логарифмической спирали. Канальные диффузоры выполняются как с расширением в одной плоскости ($b_4 = b_3 = \text{const}$), так и с расширением в двух плоскостях ($b_4 > b_3$); в последнем случае потери в диффузоре и его радиальный габарит несколько ниже, но сложность изготовления возрастает.

Более эффективным с аэродинамической точки зрения является клиновой диффузор с галтелями, пересекающимися в области безлопаточного диффузора и образующими стреловидную входную кромку (см. рис. 7в). Форма поперечного сечения канала такого диффузора близка к овальной. Максимально возможный радиус галтели равен половине высоты канала, при этом в случае отсутствия прямолинейного участка поперечное сечение канала будет окружностью, а сам канал будет иметь форму правильного конического диффузора (трубчатый диффузор). Наличие стреловидной входной кромки с переменным углом установки α_k вдоль ее длины позволяет согласовать углы лопатки с полем углов потока по высоте канала b , тем самым уменьшить ударные потери на входной кромке, а также увеличить $M_{\text{кр}}$ при больших числах M_3 на входе в диффузор (например, при $\lambda_{\text{в}}^* > 4$ для воздуха). Наличие галтелей большого радиуса существенно снижает вторичные потери в канале. Лопаточ-

ный диффузор с овальным горлом изготавливается фрезерованием из двух половин с плоскостью разреза посередине высоты канала или прецизионным литьем.

Наиболее совершенным с аэродинамической точки зрения является лопаточный диффузор с лопатками, спрофилированными с учетом гидродинамически целесообразного распределения скоростей и галтелями, образующими стреловидную входную кромку. Такие диффузоры имеют наименьшие профильные, вторичные и ударные потери, а также высокие виброакустические показатели. Однако эти диффузоры наименее технологичны.

При выборе диффузора для конкретной ступени следует руководствоваться особенностями каждого из рассмотренных выше типов диффузоров.

Клиновые диффузоры наиболее просты в изготовлении, позволяют использовать конструкции с наличием стяжных болтов, проходящих через толстые лопатки (что может оказаться решающим при больших давлениях в системе). Число лопаток клиновых диффузоров λ_d может быть небольшим. Однако потери полного давления за счет увеличения толщины выходной кромки и радиальный габарит при этом возрастают. Клиновые диффузоры получили наибольшее распространение в транспортных ГТД.

Клиновые диффузоры с овальным горлом аэродинамически более эффективны, но менее технологичны за исключением трубчатых вариантов. Однако рабочий диапазон характеристик трубчатых диффузоров невелик, и их применение оправдано в том случае, когда компрессор работает в узком диапазоне изменения расходов. Радиальный габарит диффузоров с овальным горлом такой же, как в клиновых диффузорах; степень торможения скорости может достигать до 0,25.

Лопаточные диффузоры с профилированными аэродинамическими лопатками по уровню потерь близки к трубчатым с круглым горлом, однако обладают большим диапазоном устойчивой работы, особенно в двухкаскадном исполнении. Виброакустические показатели их также высоки, поскольку позволяют в широком диапазоне варьировать густоту решеток (числом лопаток) и взаимное расположение каскадов. Наибольшее применение двухкаскадные лопаточные диффузоры с РОП нашли в авиационных ЦБК.

При выборе числа лопаток диффузоров для достижения хороших виброакустических показателей отношение чисел лопаток ЛД и РК

должно быть $0,5 > \chi_{\text{рк}} / \chi_{\text{д}} > 2,0$, где $\chi_{\text{рк}}$ и $\chi_{\text{д}}$ — некратные числа.

Выходной патрубок. Между выходным сечением ЛД и фланцем компрессора расположен выходной патрубок, который выполняется либо в виде улитки, оборного коллектора и других конструкций, если ступень концевая или компрессор одноступенчатый, либо в виде ОНА, если ступень промежуточная (в системе многоступенчатого компрессора). Потери в выходном патрубке оценивают обычно с помощью коэффициента потерь $\xi_{\text{вых}}$.

Для диффузорных патрубков типа улитки со степенью торможения скорости $\bar{C}_{\text{уд}} = 0,8 \dots 1,0$ значение $\xi_{\text{вых}} = 0,20 \dots 0,30$, для конфузорной выходной системы ОНА $\xi_{\text{вых}} = 0,1 \dots 0,3$. Абсолютные скорости на выходе из компрессора при подаче воздуха в камеру сгорания $C_{\text{к}} = 90 \dots 110$ м/с, в теплообменные аппараты — $C_{\text{к}} = 40 \dots 60$ м/с.

Предварительная оценка основных геометрических соотношений рабочего колеса и выбор типа входной и выходной систем позволяют сформировать общий вид ступени и получить представление о ее параметрах. Дальнейшее уточнение параметров осуществляют в процессе поэлементного расчета.

4. ПОЭЛЕМЕНТНЫЙ РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПО СРЕДНЕЙ ЛИНИИ ТОКА

Поэлементный расчет по средним параметрам проводят в контрольных сечениях 0-0, к-к (см. рис. 1). На входе в компрессор (сеч. 0-0) параметры потока предполагаются равномерными по площади входа, на входе в рабочее колесо независимо от наличия или отсутствия ПА поток по радиусу в осередиальных колесах существенно неравномерен. Параметры потока подчиняются уравнению равновесия:

$$\frac{dC_m^2}{dn} = \frac{2}{\rho} \frac{dP_1^*}{dn} - \frac{\bar{d}C_u^2}{dn} - \frac{C_u^2}{\rho} \cos \gamma + \frac{C_m^2}{R} - (C_u^2 + C_m^2) \frac{d \ln \rho}{dn}.$$

При расчетах их обычно задают в соответствии с законом закрутки по нормали к линии тока вдоль входной кромки, используя условие $C_u = C_{u \text{ ср}} (r_{\text{ср}} / r)^m$, где $-1 < m < 1$. Полное давление опре-

делают с учетом переменных по высоте решетки потерь в ПА. Изменением показателя закрутки m добиваются таких значений приведенных скоростей в относительном движении λ_{w1} и углов потока β_1 , которые позволяют обеспечить минимальные потери и другие требования к ступени. Этим переменным локальным параметрам соответствуют осредненные по всему сечению параметры, на основании которых оценивают показатели ступени. Обычно осреднение параметров проводят по расходу, например осредненные по расходу потери в колесе

$$\Delta H_{pk} = (\pi / G_r) \int_{n=0}^{n=b_1} \xi_1 w_1^2 \rho_1 C_{1m} r \, dn;$$

осредненная по расходу кинетическая энергия в относительном движении и соответствующая ей скорость

$$K_w = (\pi / G_r) \int_{n=0}^{n=b_1} w_1^2 \rho_1 C_{1m} r \, dn; \quad w_1 = \sqrt{2K_w}.$$

Средним радиусом на входе является радиус, делящий массовый расход газа пополам. Что касается сечений 2-2...к-к, то изменение параметров в них по высоте определяется только вязкостными эффектами, что учитывается в расчетах соответствующими опытными коэффициентами, и осредненные параметры полагаются равными средним.

В данном случае для упрощения ручного счета осредненные параметры перед колесом будем полагать равными параметрам на среднем радиусе, в качестве которого примем средний по площади.

4.1. Входное устройство. При расчете входного устройства должны быть известны параметры на входе P_0^* , T_0^* , выбран тип устройства, приняты коэффициенты потерь ξ_{vy} (см. гл. 3) и угол закрутки после ПА на среднем радиусе α_{1cp} .

Будем полагать, что ПА расположен на выходе из патрубка, и параметры потока необходимо рассчитать для сечения I-I после ПА (см. рис. I). В отсутствие ПА потери в нем не учитываются.

Параметры потока на выходе из входного устройства:
абсолютная скорость потока

$$C_1 = \sqrt{C_{1m}^2 + C_{1u}^2},$$

где $C_{1u} = C_{1m} / \operatorname{tg} \alpha_{1cp}$;

приведенная скорость

$$\lambda_1 = C_1 / \alpha_{кр0},$$

где $\alpha_{кр0} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R_r T_0^*}$ - критическая скорость во входном устройстве;

потери напора в патрубке и ПА

$$\Delta H_{в.п} = 0,5 \xi_{в.п} C_{1п}^2, \quad \Delta H_{п.а} = 0,5 \xi_{п.а} C_1^2,$$

где $\xi_{п.а} = 0,01 + 0,5 \left(\frac{90 - \alpha_{иср}^0}{100} \right)^2$ - коэффициент потерь в решетке ПА;

суммарный коэффициент потерь, приведенный к скорости на выходе из входного устройства,

$$\xi_{в.у} = \xi_{в.п} C_{1п}^2 / C_1^2 + \xi_{п.а};$$

коэффициент потерь полного давления

$$\sigma_{в.у} = \left[1 - \xi_{в.у} \frac{k}{k+1} \lambda_1^2 \right];$$

коэффициент загромождения

$$\mu_{в.у} = 1 - 0,5 \xi_{в.у};$$

заторможенная и статическая плотности

$$\rho_1^* = P_0^* \sigma_{в.у} / R_r T_0^*;$$

$$\rho_1 = \rho_1^* \varepsilon(\lambda_1, k);$$

заторможенное и статическое давления

$$P_1^* = P_0^* \sigma_{в.у}; \quad P_1 = P_1^* \pi(\lambda_1, k).$$

4.2. Рабочее колесо. Параметры РК на входе:
площадь входа в колесо

$$F_1 = G_r / \rho_1 C_{1п} \mu_{в.у};$$

средний и втулочный радиусы

$$r_{1cp} = \sqrt{r_{1n}^2 - F_1 \cos \gamma_{1cp} / 2\pi} ; \quad r_{1вт} = \sqrt{r_{1n}^2 - F_1 \cos \gamma_{1cp} / \pi} ,$$

где $r_{1n} = 0,5 D_{1n}$ (D_{1n} определен выше);

высота лопатки на входе

$$b_1 = (r_{1n} - r_{1вт}) / \cos \gamma_{1cp}$$

для радиальных колес при $\gamma_{1cp} = 90^\circ$ $b_1 = F_1 / (2\pi r_{1n})$;

втулочное отношение

$$\bar{\alpha} = r_{1вт} / r_{1n} , \quad \bar{\alpha}_{cp} = r_{1cp} / r_{1n} .$$

Параметры потока на входе в относительном движении:

окружная скорость

$$u_{1cp} = \pi r_{1cp} n / 30 ;$$

окружная составляющая относительной скорости

$$w_{1u} = u_{1cp} - C_1 ;$$

относительная скорость

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + C_{1m}^2} ;$$

угол входа в колесо

$$\beta_1 = \arcsin C_{1m} / w_{1u} ,$$

причем рекомендуемое значение $\beta_1 > 35^\circ$;

полная и статическая температура

$$T_{w1}^* = T_0^* + (w_1^2 - C_1^2) / 2 C_p ,$$

$$\lambda_{w1} = w_1 / \alpha_{крw} , \quad T_1 = T_{w1}^* \tau(\lambda_{w1}, k) ,$$

где $\alpha_{крw} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R_г T_{w1}^*}$;

причем обычно λ_{w1} не должно быть больше 0,85, если

$\lambda_{w1} > 0,85$, следует уменьшить угол α_{1cp} .

Потери в колесе и КПД колеса:
профильные потери в колесе

$$\Delta H_{\text{пр}} = 0,5 \xi_{\text{пр}} \omega_1^2,$$

где для колес с радиальными лопатками при $\beta_{2\text{л}} = 90^\circ$

$$\xi_{\text{пр}0} = 0,1 + 0,1 (\text{tg}(\beta_{2\text{л}} - \beta_1)^2),$$

для колес с профилированными лопатками

$$\xi_{\text{пр}0} = 0,08 + 0,35 [\sin(\beta_{2\text{л}} - \beta_1)]^4,$$

если $\lambda_{\omega 1} > 0,6$, то $\xi_{\text{пр}} = \xi_{\text{пр}0} [1 + 4,2 (\lambda_{\omega 1} - 0,6)^2]$;

потери в меридиональном зазоре

$$\Delta H_3 = 0,2 H_{\text{к}} \Delta_2 / b_2,$$

где Δ_2 — зазор между лопаткой колеса и корпусом на выходе;
дисковые потери

$$\Delta H_f = \alpha_f U_2^2;$$

теоретическая или затраченная работа

$$H_3 = C_{2u} u_2 - C_{1u} u_{1\text{ср}};$$

потери при малых коэффициентах производительности и малых
числах Рейнольдса

$$\Delta H_{\Phi_0} = (\Delta H_{\text{пр}} + \Delta H_3)(1 - \bar{\eta}_{\Phi_0}) / (1 - \eta_{\text{пк}}^*);$$

$$\Delta H_{\text{Re}} = (\Delta H_{\text{пр}} + \Delta H_3)(1 - \bar{\eta}_{\text{Re}}) / (1 - \eta_{\text{пк}}^*);$$

суммарные потери в колесе

$$\Delta H_{\text{рк}} = \Delta H_{\text{пр}} + \Delta H_3 + \Delta H_{\Phi_0} + \Delta H_{\text{Re}};$$

политропическая работа по полным и статическим параметрам

$$H_{\text{п.рк}}^* = H_3 - \Delta H_{\text{рк}}, \quad H_{\text{п.рк}} = H_{\text{п.рк}}^* - 0,5 (C_2^2 - C_1^2);$$

политропические КПД

$$\eta_{\text{п.рк}}^* = 1 - (\Delta H_{\text{рк}} + \Delta H_f) / H_{\text{к}};$$

$$\eta_{\text{п.рк}} = H_{\text{п.рк}} / H_{\text{к}}, \quad \text{где } H_{\text{к}} = H_3 + \Delta H_f.$$

Параметры РК на выходе:

параметры треугольника скоростей за колесом

$$w_{2u} = u_2 - C_{2u}, \quad w_2 = \sqrt{w_{2u}^2 + C_{2m}^2},$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2m}^2}, \quad \alpha_2 = \arcsin C_{2m} / C_2;$$

торможение относительной скорости

$$\bar{w}_2 = w_2 / w_1.$$

Если торможение скорости $\bar{w}_2 < 0,6$, следует увеличить C_{2m} или уменьшить $\beta_{2я}$;

статическая и полная температура

$$T_2 = T_0^* + \frac{(w_1^2 - w_2^2 - u_{1cp}^2 + u_2^2 - C_1^2)}{2C_p} + \frac{(1 - \alpha_Q) \Delta H_f}{C_p},$$

где $\alpha_Q = 0,2 \dots 0,6$ - коэффициент отвода теплоты через корпус ступени,

$$T_2^* = T_2 + 0,5 C_2^2 / C_p;$$

приведенная скорость

$$\lambda_2 = C_2 / \alpha_{кр2};$$

$$\sigma_n^{рк} = n / (n - 1) = H_{п.рк} / [R_r (T_2 - T_1)],$$

где n - показатель политропы;

давления и плотность за колесом

$$P_2 = P_1 (T_2 / T_1)^{\sigma_n^{рк}};$$

$$\rho_2 = \rho_1 (T_2 / T_1)^{\sigma_n^{рк} - 1};$$

$$P_2^* = P_2 / \pi(\lambda_2, k);$$

$$\rho_2^* = \rho_2 / \epsilon(\lambda_2, k);$$

степень повышения давления в колесе

$$\pi_{рк}^* = P_2^* / P_1^* ;$$

адиабатическая работа колеса

$$H_{ад.рк}^* = C_p T_0^* (\pi_{рк}^{*\frac{k-1}{k}} - 1) ;$$

адиабатический КПД колеса

$$\eta_{ад.рк}^* = H_{ад2}^* / H_k ;$$

коэффициент загромождения на выходе из колеса

$$\mu_{2-2} = \frac{\sqrt{\eta_{пр.к}^*} \tau(\lambda_2, k)}{\tau(\lambda_2 \sqrt{\eta_{пр.к}^*}, k)} ;$$

высота лопатки

$$b_2 = G_r / (\pi \rho_2 C_{2m} D_2 \mu_{2-2}) ;$$

относительная высота

$$\bar{b}_2 = b_2 / D_2 ;$$

уточненное значение коэффициента дисковых потерь

$$\alpha_f = \beta_f \cdot (\pi \bar{b}_2 \bar{C}_{2m}) ,$$

где $b_f = 0,0015 \dots 0,002$ — коэффициент трения диска, используемый в последующих приближениях.

4.3. Безлопаточный диффузор. К параметрам безлопаточного диффузора относятся диаметр выхода $D_3 = \bar{\alpha}_{блд} \cdot D_2$, $\bar{\alpha}_{блз} = 1,05 \dots 1,3$ и более. Задаваясь в начальном приближении отсутствием потерь на трение ($C_u r = \text{const}$, $\alpha_3 = \alpha_2$) и считая постоянными плотность рабочего тела $\rho_3 = \rho_2$ и коэффициент загромождения $\mu_{3-3} = \mu_{2-2}$, определим абсолютную скорость на выходе $C_3 = G_r / (\rho_3 \pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \mu_{3-3})$, где для ЦБК авиационного и транспортного назначения $b_3 = b_2$.

а. Статическая температура

$$T_3 = T_2^* - 0,5 C_3^2 / C_p ;$$

работа трения

$$\Delta H_{\text{блд}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{(\bar{\alpha}_{\text{блд}} - 1) D_2}{16 b_3} \left(\frac{C_3^2}{\sin \alpha_3} + \frac{C_2^2}{\sin \alpha_2} \right),$$

где $\lambda_{\text{тр}} = 0,5 \text{Re}^{-0,2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_2^2 \right)^{-0,45}$, $\text{Re} = 2 \rho_2 C_2 b_2 / \mu_2$;

политропический КПД БД и коэффициент загромаждения

$$\sigma_n^{\text{блд}} = \left(\frac{\pi}{\pi - 1} \right)_{\text{блд}} = \frac{k}{k - 1} - \frac{\Delta H_{\text{блд}}}{R_{\text{г}} (T_3 - T_2)};$$

$$\eta_{\text{пблд}}^* = 1 - (\Delta H_{\text{рк}} + \Delta H_{\text{блд}} + \Delta H_{\text{ф}}) / H_k;$$

$$\mu_{3-3} = \frac{\sqrt{\eta_{\text{п3-3}}^*} \tau(\lambda_3, k)}{\tau(\lambda_3 \sqrt{\eta_{\text{п3-3}}^*}, k)}.$$

б. Уточнение значения параметров потока за безлопаточным диффузором:

давление и плотность

$$P_3 = P_2 (T_3 / T_2)^{\sigma_n^{\text{блд}}}, \quad \rho_3 = \rho_2 (T_3 / T_2)^{\sigma_n^{\text{блд}} - 1};$$

меридиональная скорость

$$C_{3m} = G_{\text{г}} / \rho_3 b_3 \pi D_3 \mu_{3-3};$$

окружная составляющая скорости

$$C_{3u} = \frac{1}{r_3} \left[C_{2u} r_2 - \frac{\lambda_{\text{тр}} (\bar{\alpha}_{\text{блд}} - 1) r_2}{8} \left(\frac{C_3^2 r_3 \cos \alpha_3}{C_{3m} b_3} + \frac{C_2^2 r_2 \cos \alpha_2}{C_{2m} b_2} \right) \right];$$

абсолютная приведенная скорость и угол выхода из БД

$$C_3 \sqrt{C_{3m}^2 + C_{3u}^2}; \quad \lambda_3 = C_3 / a_{кр2}; \quad \alpha_3 = \arctg C_{3m} / C_{3u}$$

Далее расчет повторяем с п. а до сходимости по C_3 с точностью до 2...3 %. Как правило, двух приближений бывает достаточно.

4.4. Лопаточный диффузор. Для оценки газодинамических параметров лопаточных диффузоров воспользуемся канальным методом расчета, позволяющим при большой густоте решеток с достаточной точностью определять потери в ЛД независимо от его типа. В основу расчета положено понятие эквивалентного угла, определяемого в данном случае по формуле

$$\Theta_3 = 2 \arctg [\sqrt{F_3/\pi} (\sqrt{\bar{F}_{ЛД}} - 1) / l_D],$$

где $F_3 = \pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 / \lambda_D$ — площадь на входе в канал ЛД; $\bar{F}_{ЛД}$ — степень уширения канала; l_D — длина средней линии канала.

Минимальных потерь можно достичь при выборе $\Theta_3 = 6...10^\circ$. Степень уширения лопаточного диффузора $\bar{F}_{ЛД} = (\rho_3 C_{3m3-3}) / (\rho_4 C_{4m4-4})$. В первом приближении принимаем $\bar{F}_{ЛД} = C_3 / C_4$, величина $C_4 = C_k / \bar{C}_{в.с.}$, где $\bar{C}_{в.с.}$ — степень торможения скорости в выходной системе, обычно $\bar{C}_{в.с.} = 0,9...1,1$.

Коэффициент потерь в лопаточном диффузоре

$$\xi_{ЛДс} = (3,5...4,5 k_f (\tg \Theta_3 / 2)^{1,25} (1 - 1/\bar{F}_{ЛД})^m,$$

$$\xi_{ЛД} = \xi_{ЛДс} [1 + 4,2 (\lambda_3 - 0,8)^2], \quad \text{при } \lambda_3 > 0,8,$$

где для круглого и овального поперечных сечений межлопаточного канала (см. рис. 7) $k_f = 1,0$, $m = 1,92$; для прямоугольного сечения с расширением в одной плоскости (см. рис. 7)

$k_f = 1,7 + 0,03 \Theta_3$, $m = 1,65$; для прямоугольного сечения с расширением в двух плоскостях $k_f = 0,66 + 0,111 \Theta_3$, $m = 1,76$.

Газодинамические параметры:
потери энергии

$$\Delta H_{\text{лд}} = 0,5 \xi_{\text{лд}} C_3^2;$$

статическая температура

$$T_4 = T_3 + 0,5(C_3^2 + C_2^2)/C_p;$$

$$\sigma_n^{\text{лд}} = k/(k-1) - \Delta H_{\text{лд}}/[R_g(T_4 - T_3)],$$

где k — показатель адиабаты;

статические и заторможенные параметры газа:

$$P_4 = P_3 (T_4/T_3)^{\sigma_n^{\text{лд}}};$$

$$\rho_4 = \rho_3 (T_4/T_3)^{\sigma_n^{\text{лд}}-1};$$

$$P_4^* = P_4/\pi(\lambda_4, k);$$

$$\rho_4^* = \rho_4/\varepsilon(\lambda_4, k), \quad \text{где } \lambda_4 = C_4/\alpha_{\text{кр}2};$$

коэффициент сохранения полного давления, политропический КПД и коэффициент загромождения

$$\sigma_{\text{лд}} = P_4^*/P_3^*, \quad \text{где } P_3^* = P_3/\pi(\lambda_3, k);$$

$$\eta_{\text{п}4-4}^* = 1 - (\Delta H_{\text{рк}} + \Delta H_{\text{блд}} + \Delta H_{\text{лд}} + \Delta H_f)/H_k;$$

$$\mu_{4-4} = \frac{\sqrt{\eta_{\text{п}4-4}^*} \tau(\lambda_4, k)}{\tau(\lambda_4 \sqrt{\eta_{\text{п}4-4}^*}, k)};$$

степень улирения лопаточного диффузора

$$\bar{F}_{\text{лд}} = \rho_3 C_3 \mu_{3-3} / (\rho_4 C_4 \mu_{4-4});$$

при расхождении первоначальной степени улирения диффузора с вновь вычисленной до 2...3 % расчет следует повторить.

Данная схема расчета справедлива для однокаскадного диффузора. В случае двухкаскадных диффузоров, которые обычно выпол-

няются с профилированными лопатками, степень уширения диффузора или степень торможения скорости (при $\bar{F}_{\text{лд}} > 3,5 \dots 4,0$) распределяется примерно поровну между каскадами, и каждый каскад следует рассчитать по предложенной схеме. При наличии РОП между каскадами степень уширения в нем принимают равной единице, а коэффициент потерь $\xi_{\text{роп}} = 0,10 \dots 0,15$.

4.5. Выходная система. Потери в выходной системе после выбора ее типа оценивают с помощью коэффициентов потерь $\xi_{\text{в.с}}$. Для выходной системы в виде улитки или сборного патрубка принимаем степень торможения $\bar{C}_{\text{в.с}} = 1,0 \dots 1,1$ и $\xi_{\text{в.с}} = 0,1 \dots 0,3$.

Для конфузорных выходных систем с обратным направляющим аппаратом $\bar{C}_{\text{в.с}} = 0,9 \dots 1,0$, $\xi_{\text{в.с}} = 0,1 \dots 0,2$. Соответственно потери в выходной системе $\Delta H_{\text{в.с}} = 0,5 \xi_{\text{в.с}} C_4^2$.

Коэффициент потерь полного давления:

при $F_{\text{в.с}} \geq 1,0$

$$\sigma_{\text{в.с}} = 1 - \xi_{\text{в.с}} \frac{k}{k+1} \lambda_4^2;$$

при $F_{\text{лд}} < 1,0$

$$\sigma_{\text{в.с}} = \left[1 + \xi_{\text{в.с}} \frac{k}{k+1} \lambda_k^2 \right]^{-1},$$

где $\lambda_k = C_k / \alpha_{\text{кр}2}$.

Полное и статическое давления за выходной системой

$$P_k^* = P_4^* \sigma_{\text{в.с}}, \quad P_k = P_k^* \pi(\lambda_k, k);$$

плотность газа

$$\rho_k^* = P_4^* / (R_g T_2^*), \quad \rho_k = \rho_k^* \varepsilon(\lambda_k, k).$$

Политропический КПД ступени

$$\eta_{\text{п.к}}^* = 1 - (\Delta H_{\text{в.п}} + \Delta H_{\text{па}} + \Delta H_{\text{рк}} + \Delta H_{\text{5лд}} + \Delta H_{\text{лд}} + \Delta H_{\text{в.с}} + \Delta H_f) / H_k.$$

Суммарная площадь выходного патрубка

$$F_{\text{в.п}} = G_r / (\rho_k C_k \mu_{\text{к-к}}),$$

где $\mu_{\text{к-к}} = \sqrt{\eta_{\text{п.к}}^*} \tau(\lambda_k, k) / \tau(\lambda_k \sqrt{\eta_{\text{п.к}}^*}, k)$.

4.6. Расчетные параметры ступени:

степень повышения давления

$$\pi_k^* = P_k^* / P_0^* ;$$

полная температура

$$T_k^* = T_3^* = T_2^* ;$$

адиабатическая работа и адиабатический КПД

$$H_{Ad}^{*'} = C_p T_0^* (\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1) ; \quad \eta_{Ad}^{*'} = H_{Ad}^{*'} / H_k ;$$

эффективный коэффициент напора

$$\bar{H}_k' = \mu_\infty + \alpha_f - \bar{C}_{2m} (\mu_\infty \operatorname{ctg} \beta_{2n} + \bar{D} \bar{\alpha}_{cr} \operatorname{ctg} \alpha_{1cr} / k_{cm}) ;$$

коэффициент адиабатического напора

$$\bar{H}' = \bar{H}_k \eta_{Ad}^{*'} ;$$

окружная скорость

$$u_2 = \sqrt{H_{Ad}^{*'} k_n / \bar{H}'} .$$

где $k_n = \bar{H} / \bar{H}'$ (в случае несовпадения величин $\eta_{Ad}^{*'} и k_n до 1 % расчеты повторяются);$

мощность привода ступени

$$N_k = G_r H_k .$$

Поэлементный расчет позволяет провести оптимизацию основных геометрических параметров и размеров проточной части, поскольку коэффициенты потерь в элементах связаны с геометрическими соотношениями. Так, проводя серию расчетов для разных значений β_{2n} , \bar{D} , \bar{C}_{2m} , α_{1cr} в рамках рекомендованных значений, можно получить соответствующую зависимость КПД ступени от этих параметров и выбрать $\eta_k^* = \eta_{k \max}^*$. Если к ступени предъявляются дополнительные требования, например минимальность массогабаритных параметров, то возможно некоторое отступление от η_k^* в сторону уменьшения габаритных размеров, при этом кривые $\eta_k^*(D_2)$ позволяют выбрать разумный компромисс между

уменьшением η_k^* и уменьшением габаритов. С целью удовлетворения и других требований техзадания расчет дополняется соответствующими зависимостями по их оценке.

5. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ СТУПЕНИ

После уточнения основных геометрических размеров проточной части и параметров ступени в соответствии с ТЗ выполняют профилирование элементов ступени с целью получения исходных данных для рабочего проектирования. Основная задача профилирования — определение геометрической формы элемента, которая должна обеспечить заложенные в расчет коэффициенты потерь. В качестве примера рассмотрим профилирование рабочего колеса по среднему радиусу и лопаточного диффузора.

Существуют два подхода к профилированию: 1) на геометрических принципах, когда форма меридионального контура и лопатки от входа к выходу задается по какой-либо геометрической кривой или сочетанием кривых (дуг окружностей, парабол и т.д.); 2) на аэродинамических принципах, когда форма лопатки рассчитывается исходя из распределения по ней аэродинамических нагрузок, которому соответствует вполне определенное пространственное поле скоростей. В качестве распределения нагрузок принимают аэрогидродинамически целесообразное с точки зрения тех или иных требований, к которым в первую очередь относится КПД. Возможны также сочетания геометрических и аэрогидродинамических принципов профилирования, обычно применяемых при доводке ступеней.

В данной работе рассмотрены геометрические методы профилирования, поскольку, во-первых, аэрогидродинамическое профилирование базируется на решении уравнений движения с использованием ЭВМ, что выходит за рамки объема данного пособия, во-вторых, геометрическое профилирование, дополненное обобщенными опытными данными, дает в первом приближении приемлемые для практики результаты. Кроме того, геометрическое профилирование можно рассматривать как первое приближение для уточненных расчетов.

5.1. Рабочее колесо. При профилировании РК выделим радиальную часть — крыльчатку (КР) и заборное устройство (ЗУ) (рис. 8а). Осевую протяженность КР принимаем равной $B_{кр} = [0,1(1-\bar{D}) + \bar{b}_2] D_2$.

Внутренний контур колеса $1b - 2b_2$ образуют конической или цилиндрической поверхностью и плоскостью диска колеса со стороны проточной части сопрягающимися в области поворота радиусом $r_0 = (0,45 \dots 0,55) \cdot (D_{1n} - D_{1b})$. Периферийный контур представляет собой сопряжение двух окружностей с прямыми, ограничивающими периферию ЗУ и КР, его можно построить следующим образом. Из точки $2n_2$ под углом $\gamma_{2n_2} \approx 10^\circ$ проведем прямую $2n_2 - A$ отложим на ней отрезок $l_0 = [(0,043 \dots 0,044)/\bar{D}] D_2$, который сопрягается с окружностью большого радиуса r_1 в точке A . Точка C сопряжения окружностей r_1 и r_2 находится на пересечении линий $r_{1k} = 0,58 D_{1n} = \text{const}$ с линией $B_{кр} = \text{const}$, определяющей переднюю плоскость крыльчатки. Остальные построения ясны из рис. 8а.

Осевую протяженность ЗУ определяем с помощью оптимальной густоты эквивалентной осевой решетки, в которой угол лопатки на выходе $\beta_{л.зу} = 90^\circ$ при $\beta_{2л} = 60 \dots 90^\circ$ и $\beta_{л.зу} = 70^\circ$ при $\beta_{2л} = 40 \dots 60^\circ$. Угол поворота в ЗУ $\Delta\beta_{л.зу} = \beta_{л.зу} - \beta_{1л}$; $\beta_{1л} = \beta_1 - i$, $i = 1 \dots 2^\circ$. Угол поворота, отнесенный к углу поворота осевой решетки единичной густоты, $\bar{\Delta}\beta = \Delta\beta_{л.зу} / (0,38 \beta_{л.зу})$. Оптимальную густоту решетки ЗУ определяем по графику (рис. 9) следующим образом: $(b/t)_{\text{opt}}^{\text{зу}} = f(\bar{\Delta}\beta)$. Отсюда осевая протяженность заборного устройства

$$B_{зу} = (0,9 \dots 1,1) (b/t)_{зу} \frac{2\pi r_{\text{иср}}}{z_{зу}} \sin [(\beta_{1л} + \beta_{л.зу})/2].$$

Для осерадальных колес $B_{зу} / D_2 = 0,15 \dots 0,35$ в зависимости от \bar{D} . Число лопаток $z_{зу}$ обычно в два раза меньше $z_{кр}$.

Развертка цилиндрического сечения ЗУ на радиусе $r_{\text{иср}} = \text{const}$ показана на рис. 8б. Среднюю линию профиля строим по дуге окружности, радиус которой $R = 0,5 b / \sin (\Delta\beta_{л.зу} / 2)$, угол установки хорды лопатки $\vartheta = \beta_{1л} + \beta_{л.зу} / 2$, хорда $b = B_{зу} / \sin [(\beta_{1л} + \beta_{л.зу})/2]$.

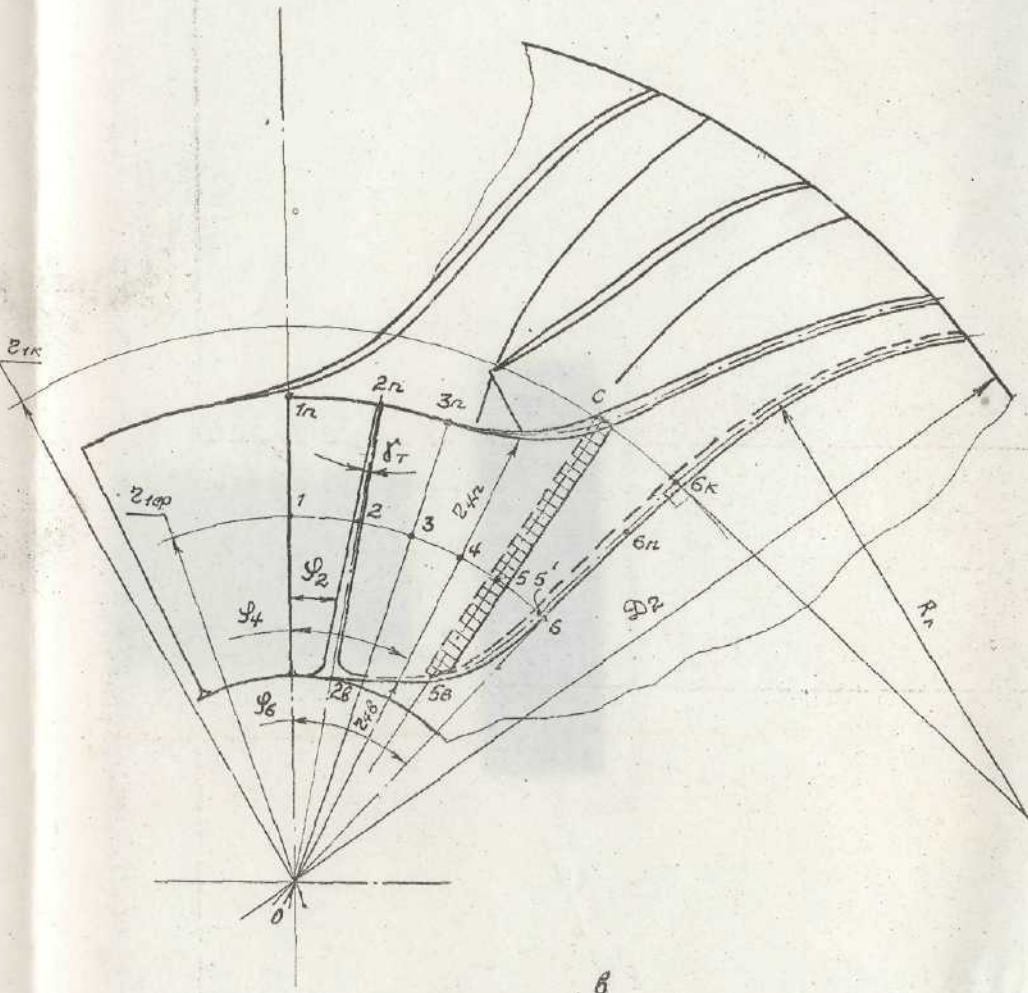
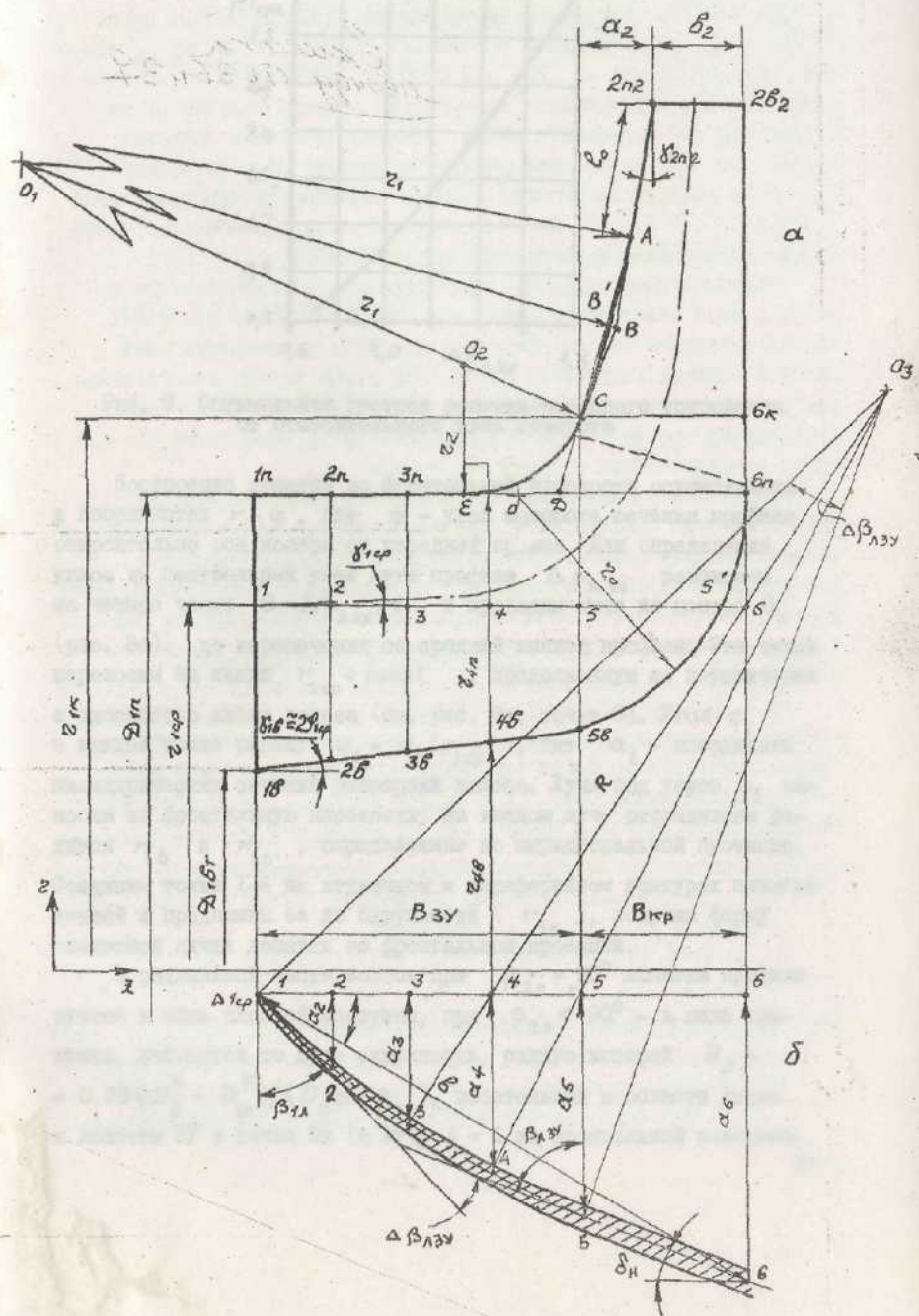


Рис. 8. Чертеж проточной части рабочего колеса: а - меридиональный контур; б - развертка цилиндрического сечения на среднем радиусе входа; в - фронтальная поверхность лопатки

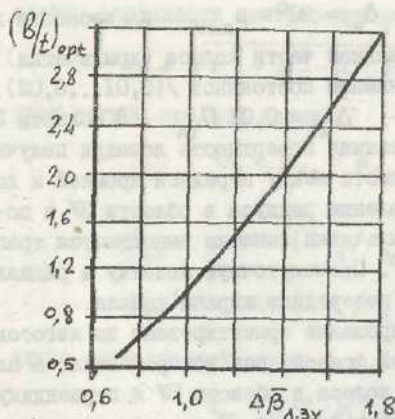


Рис. 9. Оптимальная плотность решетки заборного устройства от относительного угла поворота

Построение лопатки во фронтальной плоскости осуществляем в координатах $r-\varphi$, где φ — угол поворота сечения профиля относительно оси колеса от передней кромки. Для определения углов φ центральный угол дуги профиля $\Delta\beta_{\text{л.з.у.}}$ разбиваем на четыре части $\Theta = \Delta\beta_{\text{л.з.у.}}/4$ и проводим лучи из центра O_3 (рис. 8б) до пересечения со средней линией профиля. Эти точки переносим на линию $r_{\text{иср}} = \text{const}$, продолженную до пересечения с плоскостью диска колеса (см. рис. 8а, точка б). Угол φ_i в каждой точке равен: $\varphi_i = \alpha_i/r_{\text{иср}}$, где α_i — координаты цилиндрических сечений развертки колеса. Лучи под углом φ_i наносим на фронтальную плоскость, на каждом луче откладываем радиусы $r_{\text{в}}$ и $r_{\text{н}}$, определяемые по меридиональной проекции. Соединим точки 1-6 на втулочном и периферийном контурах плавной линией и продолжим ее до окружности ($r_{\text{1к}}$), получим форму скелетной линии лопатки во фронтальной проекции.

В радиальной части колеса при $\beta_{2\text{л}} = 90^\circ$ лопатка профилируется в виде плоской пластины, при $\beta_{2\text{л}} < 90^\circ$ — в виде пластины, изогнутой по дуге окружности, радиус которой $R_{\text{л}} = 0,25(D_2^2 - D_{1\text{к}}^2)/(D_2 \cos \beta_{2\text{л}})$, касательной в области диска к лопатке ЗУ в точке 6к (к лучу $i = 6$ на фронтальной поверхно-

сти) с углом навала $\delta_n = 90^\circ - \beta_{л.зв}$ к лоскости диска.

Толщину лопатки радиальной части колеса (крыльчатки) на периферийном контуре принимаем постоянной $/(0,01...0,02) D_3 /$, толщину входной кромки — $\Delta_{к1} = 0,01 D_{1п}$. В области ЗУ со стороны давления и разрежения поверхность лопатки получим путем сопряжения дуг окружности между передней кромкой и лопаткой крыльчатки. По направлению радиуса в области ЗУ и по нормали к диску в области крыльчатки лопатка выполняется трапецевидной с углом $\gamma_r = 1...2^\circ$. Промежуточную лопатку в радиальной части колеса устанавливаем посередине ширины канала.

Подобное профилирование ориентировано на изготовление лопатки колеса пальцевой фрезой, ось которой лежит в плоскости, перпендикулярной оси колеса в области ЗУ и перпендикулярной диску в области радиальной части. При таком методе изготовления распределение углов лопатки вдоль радиуса в области ЗУ подчиняется закону $\operatorname{tg} \beta_{л.р} = \text{const}$, а в крыльчатке выше линии $C-6_n$ — вдоль цилиндрических сечений $\beta_{л} = \text{const}$.

Современные технологии позволяют изготавливать лопатки при переменном произвольном угле фрезерования вдоль всей образующей. Поверхность лопатки, включая меридиональный контур, рассчитывают на ЭВМ по распределению аэрогидродинамических нагрузок, обеспечивающих максимальный уровень КПД и другие эксплуатационные параметры, которые необходимо получить в данной конструкции.

5.2. Лопаточный диффузор. Рассмотрим, для определенности, диффузор в виде круговой решетки с лопатками, образованными аэродинамическим профилем (см. рис. 7а). Предварительно выберем отношение диаметров $\bar{D}_4 = D_4 / D_3 = 1,3...1,5$ и угол поворота потока в круговой решетке $\Delta \alpha_{лд} = \alpha_4 - \alpha_3 = 8...18^\circ$.

Высота лопатки b_n обычно сохраняется постоянной и $b_4 = b_3$.

Далее рассчитаем следующие параметры:

диаметр и угол выхода из диффузора

$$D_4 = \bar{D}_4 \cdot D_3; \quad \alpha_{4л} = \alpha_{3л} - \Delta \alpha_{лд},$$

где $\alpha_{3л} = \alpha_3 + i$, $i = 0...2^\circ$ — угол атаки;

радиус кривизны средней линии лопатки

$$R = 0,5(r_4^2 - r_3^2) / (r_4 \cos \alpha_{4л} - r_3 \cos \alpha_{3л});$$

радиус окружности центров кривизны

$$r_0 = \sqrt{r_4^2 + R^2 - 2r_4 R \cos \alpha_{4л}};$$

угол изгиба средней линии

$$\Theta_{л} = \beta_{4л} - \beta_{3л},$$

где

$$\beta_{4л} = \arcsin [(r_4/r_0) \sin \alpha_{4л}];$$

$$\beta_{3л} = \arcsin [(r_3/r_0) \sin \alpha_{3л}];$$

длина дуги средней линии

$$l_{cp} = R \Theta_{л} \cdot \pi / 180^\circ;$$

число лопаток диффузора

$$Z_{лд} = \pi (D_4 \sin \alpha_{4л} - D_3 \sin \alpha_{3л}) / [2l_{cp} \operatorname{tg}(\Theta_{л}/2)],$$

где $\Theta_{л} \approx 8 \dots 12^\circ$. Величину $Z_{лд}$ округлим до целого числа, не кратного числу лопаток колеса.

Для расширения диапазона устойчивой работы и улучшения виброакустических показателей желательно иметь $Z_{лд} \leq 0,5 Z_{рк}$, где $Z_{рк}$ — число лопаток крыльчатки колеса.

5.3. Профилирование выходного патрубка. По конструктивному выполнению различают выходные патрубки следующих основных типов: а) осесимметричный канал с разделительной лопаткой или без нее; б) обратный неподвижный направляющий аппарат; в) улитка; г) коленообразный патрубок.

Профилирование улитки обычно проводят, используя одномерную теорию, считая при этом, что расход газа в данном сечении улитки пропорционален углу расположения этого сечения относительно начала "языка" улитки [2]:

$$G_\varphi = G_r \varphi / (360 k_{ул}) = \rho_4 C_4 \cos \alpha_4 \int_{r_0}^{r_4} \delta(y) dy,$$

где $k_{ул} = 1 \dots 6$ — число заходов улитки, которое задается с учетом компоновочных соображений.

Форма поперечного сечения канала улитки должна быть несимметричной, что позволяет снизить потери на трение.

Задаваясь формой сечения улитки, будем накладывать сечения одно на другое [1, 2], определим площадь сечения и затем найдем угол φ расположения данного сечения в улитке.

В коленообразном патрубке обычно лопатку устанавливают в месте поворота потока.

Список литературы

1. Бекнев В.С., Тумашев Р.З. Расчет центробежных компрессоров ГТД: Методические указания по курсовому и дипломному проектированию. М.: МВТУ, 1986. 36 с.

2. Турбомашини и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок / Бекнев В.С., Михальцев В.Е., Шабаров А.Б. и др. М.: Машиностроение, 1983. 362 с.

3. К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.

Основные физические константы рабочих тел при $B = 10^5$ Па, $T_{00} = 273$ К

Газ	Обозначение	Молекулярная масса $\mu_{\text{мол}}$ $\frac{\text{кг}}{\text{моль}}$	Показатель адиабаты k	Газовая постоянная R_g , $\frac{\text{Дж}}{(\text{моль} \cdot \text{К})}$ $R_0 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}} \right]$	Удельная теплоемкость C_p , $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$	Коэффициент теплопроводности $\lambda_0 \cdot 10^4$, $\frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{К})}$	Коэффициент вязкости $\mu_0 \cdot 10^6$, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$	Относительная скорость звука $a/a_{\text{возд}}$	Коэффициент π	Коэффициент π
Азот	N_2	28,01	1,40	297,0	1039,5	241,9	16,67	1,02	0,80	0,68
Аммиак	NH_3	17,03	1,31	488,5	2064,0	212,0	9,7	1,26	-	-
Аргон	Ar	39,95	1,67	208,2	519,0	165,1	21,08	0,93	0,80	0,72
Водород	H_2	2,02	1,41	118,2	14162,0	1721,2	8,36	3,80	0,78	0,68
Воздух	-	28,95	1,40	287,4	1006,0	244,2	17,16	1,00	0,82	0,68
Гелий	He	4,003	1,67	2078,2	5180,0	1425,8	18,64	2,94	0,73	0,68
Кислород	O_2	32,00	1,40	260,0	309,9	245,4	19,42	0,95	0,87	0,69
Криптон	Kr	83,80	1,67	99,3	247,4	88,9	23,44	0,64	0,86	0,83
Ксенон	Xe	131,3	1,67	63,4	157,9	52,3	21,08	0,51	0,91	0,89
Метан	CH_4	16,04	1,31	518,6	2191,6	-	102	1,30	-	-
Неон	Ne	20,18	1,67	412,2	1027,6	464,0	29,71	1,31	0,71	0,65
Углекислый газ	CO_2	44,01	1,30	189,0	819,1	147,0	13,65	0,78	1,23	0,82
Фреон-12	CF_2Cl_2	120,90	1,10	68,9	-	-	-	-	-	-
Этан	C_2H_6	30,07	1,20	276,7	1659,9	-	-	0,91	-	-

Физические свойства рабочих тел

В техническом задании на проектирование компрессора обязательно указывается рабочее тело и его основные физические характеристики (см. таблицу).

Для идеальных газов, подчиняющихся уравнению состояния

$$P/p = R_r T,$$

показатель адиабаты k , газовая постоянная R_r и удельная теплоемкость C_p связаны с молекулярной массой $\mu_{\text{мол}}$ соотношениями

$$R_r = 8314 / \mu_{\text{мол}} \quad \text{и} \quad C_p = \frac{k}{k-1} R_r.$$

Коэффициент теплопроводности λ' возрастает с увеличением температуры и приближенно может быть подсчитан по формуле

$$\lambda' = \lambda'_0 (T/273)^n.$$

По аналогичной формуле можно вычислить коэффициент динамической вязкости

$$\mu = \mu_{r0} (T/273)^m.$$

Значения λ'_0 , μ_{r0} , n и m для некоторых газов приведены в таблице.

Физические характеристики смесей различных газов приближенно можно определить по следующим формулам:

молекулярная масса смеси

$$\mu_{\text{мол.см}} = \sum r_i \mu_{\text{мол}};$$

газовая постоянная смеси и удельная теплоемкость

$$R_{r.\text{см}} = \sum g_i R_r; \quad C_{p.\text{см}} = \sum g_i C_p;$$

показатель адиабаты смеси

$$k_{\text{см}} = C_{p.\text{см}} / (C_{p.\text{см}} - R_{r.\text{см}}),$$

где r_i — объемная доля компонента смеси; $g_i = r_i \mu_i / \mu_{\text{см}}$ — массовая доля компонента смеси.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Составление технического задания на проектирование ЦБК	4
2. Выбор типа и основных параметров ступени	5
3. Предварительная оценка геометрических размеров элементов проточной части и КПД ступени	14
4. Поэлементный расчет проточной части по средней линии тока	23
5. Профилирование элементов ступени	35
Список литературы	40
Приложение	41