

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

В. С. Кузьмичев, А. А. Трофимов

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ
ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ
АВИАЦИОННЫХ ГТД

Учебное пособие

2-е издание, переработанное и дополненное

УДК 629.7.036

Проектный расчет основных параметров турбокомпрессоров авиационных ГТД: Учеб. пособие / В. С. Кузьмичев, А. А. Трофимов; Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1990. 72 с.

Даны методики расчета основных параметров турбокомпрессоров (диаметров, частот вращения, числа ступеней и т. д.) для характерных конструктивных схем авиационных ГТД различного типа и назначения. На основе систематизации материалов по созданным и проектируемым ГТД даются рекомендации по выбору характерных конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессоров. Излагается последовательность согласования параметров компрессора и турбины. Приведенные методики положены в основу методического обеспечения созданной подсистемы учебно-исследовательской САПР.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 1302, 1302ЦИПС, 1303, выполняющих курсовое и дипломное проектирование авиационных ГТД.

Табл. 6. Ил. 26. Библиогр.: 17 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Куйбышевского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института имени академика С. П. Королева

Под редакцией д-ра техн. наук, проф. В. Г. Маслова

Рецензенты: д.-р. техн. наук, проф. О. Н. Емин,
канд. техн. наук З. Р. Гуревич

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- D — диаметр, м;
 \bar{d} — относительный диаметр втулки;
 h — высота лопатки, м;
 F — площадь сечения, м²;
 G — массовый расход газа (воздуха), кг/с;
 H — высота полета, км; напор компрессора, кДж/кг;
 i — удельная энтальпия, кДж/кг;
 k — показатель изэнтропии;
 l — длина, м;
 M — число Маха;
 m — степень двухконтурности;
 n — частота вращения, 1/мин;
 P — давление, кПа;
 λ — приведенная скорость;
 c — скорость потока, м/с;
 $q(\lambda)$, $\pi(\lambda)$, $\tau(\lambda)$ — газодинамические функции от λ ;
 R — газовая постоянная, кДж/кг·град;
 $L^*_{к(т)}$ — удельная работа компрессора (турбины), кДж/кг;
 $\eta_{к(т)}$ — КПД компрессора (турбины);
- S — осевая ширина венца, м;
 T — температура, К;
 τ — назначенный ресурс, ч;
 V — скорость полета, м/с;
 z — число ступеней;
 π_k, π_t — степень повышения (понижения) полного давления;
 σ — коэффициент восстановления полного давления воздуха (газа) в элементах двигателя; растягивающие напряжения, МПа;
 ν — коэффициент изменения массового расхода;
 U — окружная скорость, м/с;
 $Y_T^* = U_{т ср} / C^*_{тс}$ — параметр нагруженности турбины;
 Δ — величина зазора, м;
 $\epsilon = U^2_{т ср} h_{т вых} / D_{ср вых}$ — параметр напряжений в лопатках турбины, м²/с²;
 $K_{тк}, K_{тв}$ — параметры согласования газогенератора, турбовентилятора.

И Н Д Е К С Ы

- 0 — сечение на входе в СА ступени турбины;
 1 — сечение на входе в РК турбины или компрессора;
 2 — сечение на выходе из РК турбины или компрессора;
 3 — сечение на выходе из направляющего аппарата ступени компрессора;

- I — внутренний контур ТРДД;
 II — паружный контур ТРДД;
 a — осевая составляющая;
 в — воздух, вентилятор, винт,
 наружный диаметр вентиля-
 тора;
 вх — вход, воздухозаборник;
 взл — взлетный;
 вт — втулка;
 вых — выход;
 г — газ, сечение в горловине СА
 турбины ВД;
 дв — двигатель, габаритный диа-
 метр ГТД;
 к — компрессор, паружный диа-
 метр на входе в РК комп-
 прессора, сечение на выходе
 из компрессора;
 кВД — компрессор высокого дав-
 ления;
 кСД — компрессор среднего дав-
 ления;
 кНД — компрессор низкого давле-
 ния;
 V_{II} , V_I — сечение за вентилятором в
 наружном контуре, во внут-
 реннем контуре;
 кр — крейсерский режим, крити-
 ческие параметры;
- на — направляющий аппарат;
 охл — охлаждение;
 п — полетный параметр, пери-
 ферийный диаметр;
 пр — приведенные параметры;
 s — изоэнтропические парамет-
 ры;
 р — расчетный режим;
 с — сечение на срезе сопла;
 т св. — параметр свободной тур-
 бины;
 ст — параметр ступени;
 пс — подпорные ступени;
 ср — средний;
 т — турбина, паружный диаметр
 на выходе из РК турбины,
 сечение на выходе из тур-
 бины;
 тВД — турбина высокого давления;
 тСД — турбина среднего давления;
 тНД — турбина низкого давления;
 т — топливо;
 ч — часовой;
 Σ — суммарный;
 * — параметры заторможенного
 потока (верхний индекс).

СОКРАЩЕННЫЕ НАИМЕНОВАНИЯ

- ТЗ(ТУ) — техническое задание (тех-
 нические условия);
 ДПС — дозвуковой пассажирский
 самолет;
 ТВД — турбовинтовой двигатель;
 ТВВД — турбовинтовентиляторный
 двигатель;
 ТВвД — турбовальный двигатель со
 свободной турбиной;
 ВД — высокое давление;
 НД — низкое давление;
 СД — среднее давление;
- ГДФ — газодинамические функ-
 ции;
 ТДФ — термодинамические функ-
 ции;
 САУ — стандартные атмосферные
 условия;
 СА — сопловой аппарат турби-
 ны;
 РК — рабочее колесо;
 ВНА — входной направляющий
 аппарат;
 ПНА — направляющий аппарат сту-
 пени компрессора.

ВВЕДЕНИЕ

При дипломном или курсовом проектировании задание на проектный расчет турбокомпрессора ГТД в общем виде может быть сформулировано следующим образом. Определить величины основных конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора ГТД, необходимые для последующего, более детального проектирования компрессора, турбины и камеры сгорания двигателя. Расчет завершить построением предварительного эскиза меридионального профиля проточной части турбокомпрессора.

Искомые размеры проточной части турбокомпрессора ГТД характеризуются величинами средних диаметров и числом ступеней. Эти параметры относятся к числу важнейших конструктивно-геометрических характеристик турбокомпрессора [14]. От их выбора непосредственно зависит как частота вращения ротора, так и достижимые уровни КПД, массы и ресурса двигателя. Расчет основных параметров турбокомпрессора осуществляют на основе исходных данных, полученных в результате выбора оптимальных, по технико-экономическим показателям ЛА, параметров рабочего процесса ГТД и проектного термогазодинамического расчета (ТГДР) двигателя с предварительным распределением суммарной работы сжатия по каскадам компрессора.

Как известно, проектный термогазодинамический расчет двигателя производится для нескольких наиболее характерных режимов полета проектируемого ГТД.

В общем случае в качестве расчетного проектного режима турбокомпрессора может быть выбран максимальный взлетный режим, режим набора высоты (по прочностным соображениям) или режим крейсерского полета с максимальной скоростью.

Обычно в качестве проектного режима для расчета турбокомпрессора принимают тот режим работы двигателя, на котором выше потребные значения приведенного расхода воздуха,

степени повышения давления в компрессоре, а следовательно, и приведенной частоты вращения.

В качестве расчетного режима для турбокомпрессоров двигателей, предназначенных для дозвукового полета, чаще всего выбирают условия крейсерского полета, что обусловлено пониженной температурой воздуха на входе, приводящей к более высоким значениям приведенной частоты вращения.

При сверхзвуковой скорости полета большой скоростной подогрев воздуха на входе в двигатель снижает приведенную частоту вращения. Поэтому для турбокомпрессора сверхзвуковых ГТД в качестве расчетного режима обычно принимают режим взлета.

В процессе расчета турбокомпрессора определяются и согласовываются диаметры и проходные сечения каскадов компрессора и турбины ГТД, необходимая частота вращения и число ступеней, рассчитывается и строится меридиональное сечение их проточной части. Полученные данные являются исходными для последующего проектирования компрессора и турбины ГТД и могут быть уточнены в процессе их детального расчета. Что касается конструктивной схемы турбокомпрессора ГТД, то при учебном проектировании она обычно или задается на основе прототипа, или выбирается на основе анализа схем современных и перспективных двигателей (см., например, табл. П.1).

Согласование параметров элементов турбокомпрессора условно может быть разделено на термогазодинамическое согласование (соблюдение балансов расходов газа, давлений, температур в характерных сечениях проточной части двигателя, балансов мощностей на валах каскадов), которое обеспечивается при выполнении термогазодинамического расчета двигателя, и конструктивно-геометрическое согласование (соблюдение равенства частот вращения роторов компрессоров и турбин при согласовании их диаметров, обеспечение плавности изменения проточной части турбокомпрессора, геометрическое согласование его элементов с учетом их прочности и т. п.).

Конечной задачей согласования термогазодинамических и конструктивно-геометрических параметров выбранного типа турбокомпрессора является определение таких величин его диаметров, частот вращения, числа ступеней и других параметров, которые удовлетворяют значениям окружных скоростей, обеспечивающим оптимальную нагруженность ступеней турбины и компрессора, максимально возможным величинам КПД и необходимым запасам прочности в основных элементах ГТД, а также заданным ограничениям. При этом следует учитывать, что ограничения, налагаемые в процессе проектирования на пара-

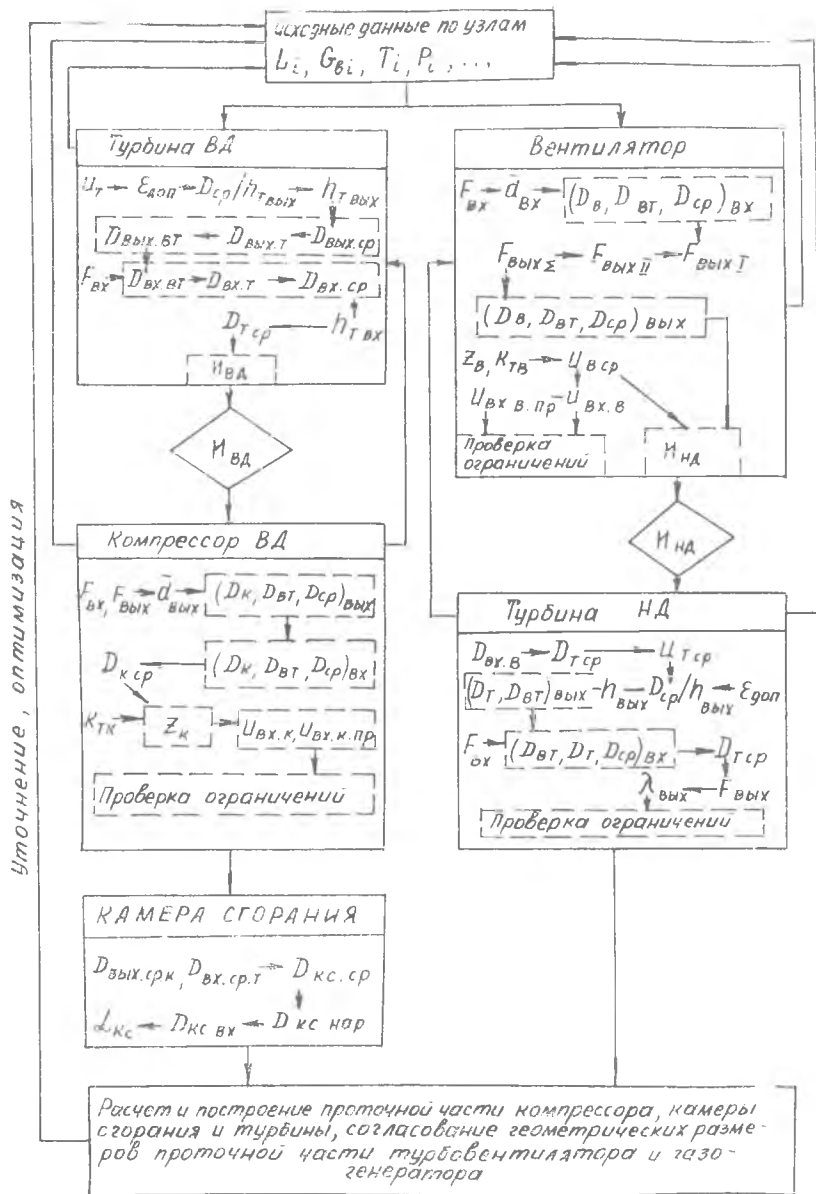
метры турбокомпрессора (U_{\max} , h_{\min} и др.), непостоянны во времени. По мере совершенствования аэродинамики лопаточных машин, конструкционных материалов и подходов к конструированию элементов ГТД допустимые границы для параметров турбокомпрессора могут изменяться.

Обычно согласование параметров компрессора и турбины достигается путем вычерчивания различных вариантов проточной части, конструктивно-геометрические параметры которых рассчитываются путем последовательных приближений. Этот этап итерационных расчетов в курсовом и дипломном проектировании можно ускорить, если согласование выполнять на основе решения балансных уравнений, в которых, по результатам проектирования созданных ГТД, учитываются обобщенные данные по таким параметрам турбокомпрессора, как нагруженность турбины ($Y^*_t = U_{t\text{ ср}}/C^*_{ts}$), аэродинамическая нагруженность ступеней компрессора ($\bar{H} = L^*_{к}/z_{к} U^2_{к\text{ ср}}$), напряженность лопаток турбины ($\varepsilon_t = U^2_{t\text{ ср}} \cdot h_t/D_{\text{ср}}$), параметры согласования турбины и компрессора (например, $K_{тк} = aY^*_t \sqrt{2\bar{H}} = \pi D_{t\text{ ср}} \sqrt{z_t}/D_{к\text{ ср}} \sqrt{z_{к}}$ [13] и др.). Принятую логическую схему расчета и согласования основных конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора ГТД на примере двухвального ТРДД иллюстрирует рис. 1.1.

В связи с многообразием возможных решений при проектировании турбокомпрессора для выбора оптимального варианта проточной части авиационного ГТД целесообразно применение методов автоматизированного проектирования. Изложенные в пособии исходные положения использованы в качестве методической основы для создания модуля учебно-исследовательской системы автоматизированного проектирования [10]. Эта система позволяет выбрать в режиме диалога с ЭВМ вариант проточной части турбокомпрессора, обеспечивающий заданные параметры и имеющий наименьшую массу и длину.

Приводимая ниже методика иллюстрирует пример расчета параметров проточной части для одной из наиболее сложных схем двигателя — ТРДД. Она основывается на принципах формирования проточной части, сформулированных применительно к ТРДД в учебнике [14], работе [13], на предшествующем методическом опыте курсового и дипломного проектирования авиационных ГТД [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 11, 12] и на имеющихся в литературе рекомендациях по проектированию лопаточных машин [1, 15].

Отличительной особенностью данного пособия является применение современных принципов согласования компрессоров и турбин ТРДД [13] ко всем наиболее характерным конструктивным схемам ГТД: ТРДД, ТРД, ТВД (ТВВД) и ТВаД, обычно



8 Рис. 1.1. Блок-схема расчета и согласования основных конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора ТРДД

используемым при курсовом и дипломном проектировании. В излагаемой методике использованы опубликованные в отечественной и зарубежной литературе материалы, а также статистические данные и разработки авторов.

Терминология и обозначения в пособии приняты в соответствии с ГОСТ 23851-79 (двигатели газотурбинные авиационные) и учебниками [14, 15]. Международная система единиц СИ используется в соответствии с рекомендациями ГОСТ 8.417-81.

Настоящее издание дополнено методическими разработками, касающимися определения величин окружных скоростей турбин многовальных ГТД, оценки целесообразного числа ступеней и оптимальности, с точки зрения КПД, окружных скоростей компрессора, вентилятора, определения предварительных размеров камеры сгорания и др. С целью большей наглядности и доступности изложения материала изменена индексация конструктивно-геометрических параметров проточной части турбокомпрессора, введен целый ряд иллюстраций.

Авторы выражают благодарность рецензентам за ценные замечания и предложения, которые способствовали улучшению рукописи.

1. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТРДД

1.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Необходимые исходные данные для расчета проточной части турбокомпрессора ТРДД, полученные в результате проектного термогазодинамического расчета [9], приводятся в табл. 1.1. Принятое при термогазодинамическом расчете обозначение сечений ТРДД показано на рис. 1.2.

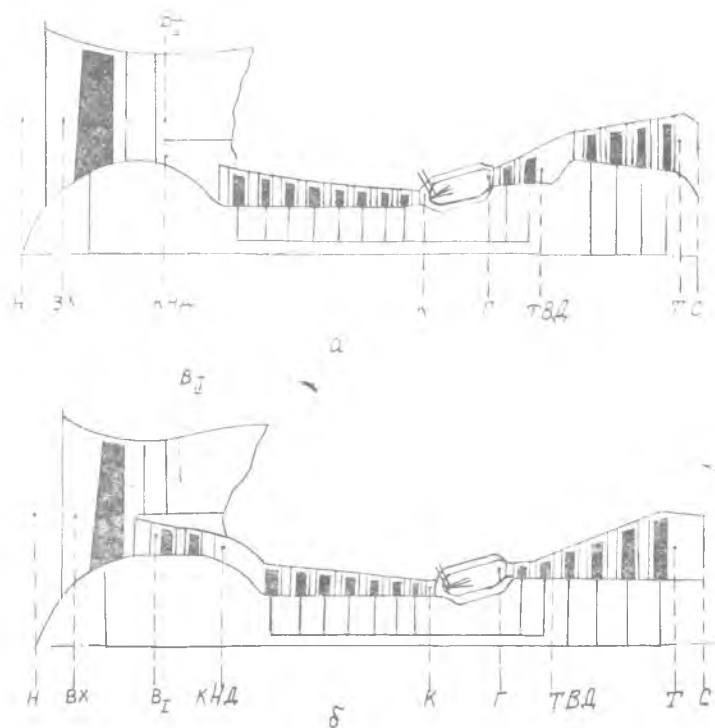


Рис. 1.2. Схемы типичной проточной части двухвальных ТРДД для ДПС: а — без подпорных ступеней; б — с подпорными ступенями

Т а б л и ц а 1.1

Исходные данные для расчета основных параметров
турбокомпрессора двухвального ТРДД для ДПС

($H_{\text{п}}=11$ км; $M_{\text{п}}=0,8$; $T_{\text{г}}^*=1400$ К; $m=6,1$; $\pi_{\text{вII}}=1,68$;
 $\pi_{\text{кИД}}=\pi_{\text{вI}}=1,504$; $\pi_{\text{кВД}}=15,3$; $\pi_{\text{тВД}}=3,686$; $\pi_{\text{тИД}}=3,662$)

Вентилятор	Компрессор НД
$P_{\text{вх}}^*=34,28$ кПа $T_{\text{вх}}^*=T_{\text{н}}^*=244,6$ К $G_{\text{в}\Sigma}=125,36$ кг/с $G_{\text{вII}}=107,7$ кг/с $P_{\text{вII}}^*=57,6$ кПа $P_{\text{вI}}^*=51,53$ кПа $T_{\text{вII}}^*=288,8$ К $T_{\text{вI}}^*=278,4$ К $L_{\text{вII}}^*=44,37$ кДж/кг $L_{\text{вI}}^*=40,48$ кДж/кг	$G_{\text{вI}}=17,66$ кг/с $P_{\text{кИД}}^*=51,53$ кПа $T_{\text{кИД}}^*=278,4$ К $L_{\text{кИД}}^*=40,48$ кДж/кг
	Компрессор ВД
	$G_{\text{вI}}=17,66$ кг/с $P_{\text{к}}^*=788,5$ кПа $T_{\text{к}}^*=656,1$ К $L_{\text{кВД}}^*=390,1$ кДж/кг $(T_{\text{квзл}}^*=750$ К)
Турбина НД	Турбина ВД
$T_{\text{гИД}}^*=T_{\text{тВД}}^*=1047$ К $P_{\text{гИД}}^*=P_{\text{тВД}}^*=204,3$ кПа $T_{\text{т}}^*=780,5$ К $P_{\text{т}}^*=55,8$ кПа $G_{\text{гИД}}=17,63$ кг/с $G_{\text{гт}}=G_{\text{гс}}=18,02$ кг/с $L_{\text{тИД}}^*=306,8$ кДж/кг $U_{\text{тср}}=182,1$ м/с $(U_{\text{тсрвзл}}=187,9$ м/с) $Y_{\text{тИД}}^*=0,5$ $z_{\text{тИД}}=5$	$T_{\text{г}}^*=1400$ К $(T_{\text{гвзл}}^*=1550$ К, $v_{\text{охлрк}}=0,97)$ $P_{\text{г}}^*=753$ кПа $G_{\text{гВД}}=16,78$ кг/с $L_{\text{тВД}}^*=410,5$ кДж/кг $U_{\text{тср}}=375,1$ м/с $(U_{\text{тсрвзл}}=390,8$ м/с) $Y_{\text{тВД}}=0,55$ $z_{\text{тВД}}=2$ $\tau=12000$ ч

Двухвальная схема турбокомпрессора в данном случае задана по прототипу (ТЭ34-GE-2 — рис. 1.2,а). Для трехвальной схемы ТРДД в исходные данные требуется, помимо этого, включить аналогичные параметры каскада СД. В скобках указаны дополнительно необходимые параметры максимального (взлетного) режима.

Если проектный термогазодинамический расчет ГТД производится при $T_{г\text{взл}}^*$, такие дополнительные параметры не требуются.

В случае, когда при термогазодинамическом расчете распределение работ по каскадам турбокомпрессора производится по статистическим данным [9], определение окружных скоростей на среднем диаметре турбин осуществляется следующим образом:

$$U_{т\text{ ср}i} = Y_{тi}^* \sqrt{\frac{2 \cdot 10^8 L_{тi}}{z_{тi} \cdot \eta_{тi}^*}}$$

При этом параметр нагруженности турбин $Y_{т}^*$ газогенератора (турбины ВД) рекомендуется выбирать в диапазоне $Y_{т\text{ВД}}^* = 0,48 \dots 0,50$ при $z_{т\text{ВД}} = 1$, $Y_{т\text{ВД}}^* = 0,54 \dots 0,58$ при $z_{т\text{ВД}} = 2$ [3, 11]. Исходя из прочностных ограничений, величины окружной скорости на среднем диаметре турбины не должны превышать 500...550 м/с. Если же требуемая величина $U_{т\text{ ср}}$ превышает заданное ограничение, необходимо увеличить исходное число ступеней турбины ВД. Как правило, турбины ВД имеют одну, реже две ступени.

Для турбин среднего давления трехвальных ТРДД рекомендуется выбирать $Y_{т\text{СД}}^* = 0,48 \dots 0,53$ [2].

Для турбины вентилятора (турбины низкого давления) параметры ее нагруженности целесообразно выбирать в диапазоне $Y_{т\text{НД}}^* = 0,47 \dots 0,52$ [11, 15]. Оценкой конструктивно-геометрической согласованности каскадов НД и ВД ТРДД служит проверка соотношения окружных скоростей турбин ВД и НД, которое с точностью $\pm 10\%$ должно удовлетворять условию [9]

$$\bar{U}_{т^*} = \frac{U_{т\text{ВД ср}}}{U_{т\text{НД ср}}} \cong 0,533(1+m)^{0,536} + 0,6.$$

Выполнение этого условия достигается подбором соответствующих значений $Y_{т\text{НД}}^*$, а в случае невозможности — коррекцией числа ступеней турбины НД. Если в качестве расчетного режима турбокомпрессора выбран крейсерский полетный режим, то

*) Для ТВД, ТВдД и ТРД принимается $m = 0$.

необходимо определить окружные скорости i -го каскада турбин на взлетном (максимальном) режиме:

$$U_{T \text{ ср взл } i} = U_{T \text{ ср кр } i} \cdot \bar{n}_i,$$

где $\bar{n}_i = \frac{n_{T \text{ ср взл } i}}{n_{T \text{ ср кр } i}}$ — определяется по результатам термогазодинамических расчетов ГТД [9].

1.2. СОГЛАСОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ ВД

1.2.1. Расчет диаметральных размеров и частоты вращения турбины ВД

Геометрические параметры турбины, которые необходимо определить, приведены на рис. 1.3.

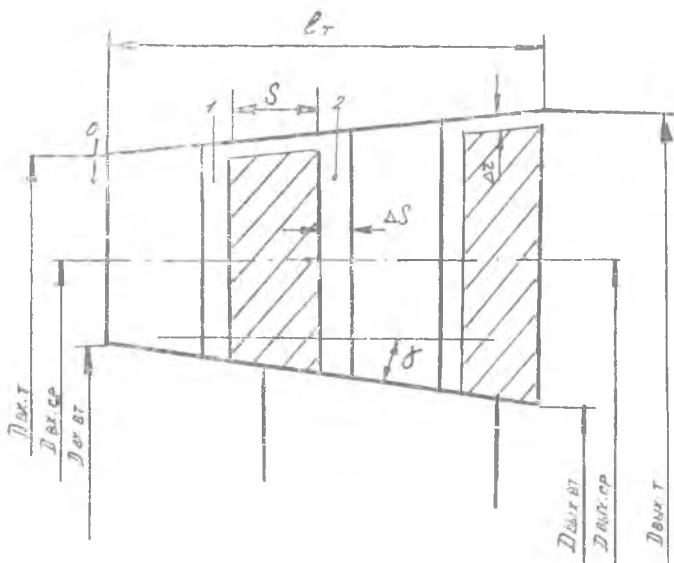


Рис. 1.3. Геометрическая модель турбины

Для обеспечения заданного ресурса турбины ВД современных высокотемпературных ГТД выполняются охлаждаемыми. Проектирование таких турбин производится с учетом схемы охлаждения и потребных затрат воздуха на охлаждение.

Для того, чтобы определить частоту вращения и рациональ-

ные диаметры проточной части турбины ВД, оценить допустимую по прочности относительную высоту ее рабочих лопаток и учесть необходимое охлаждение, расчет целесообразно вести в следующей последовательности.

1. Оценивают температуру газа на рабочих лопатках первой ступени турбины ВД:

$$T_{\omega 1}^* = T_r^* \left[1 + \frac{k_r - 1}{k_r + 1} (\lambda_{u1}^2 - 2 \lambda_{u1} \lambda_{c1} \cdot \cos \alpha_1) \right], \quad (1.1)$$

где на выходе из СА (на среднем радиусе) обычно принимают

$$\lambda_{c1} = 0,9 \dots 1,05; \quad \alpha_1 = 17 \dots 21^\circ; \quad k_r = 1,33;$$

$$\lambda_{u1} = U_{\text{твд}} / 18,1 \sqrt{T_r^*}.$$

В рассматриваемом примере выбираем $\lambda_{c1} = 1,0$ и $\alpha_1 = 20^\circ$,

тогда
$$\lambda_{u1} = 375,1 / 18,1 \sqrt{1400} = 0,553,$$

$$T_{\omega 1}^* = 1400 \left[1 + \frac{1,33-1}{1,33+1} (0,553^2 - 2 \cdot 0,553 \cdot 1 \cdot 0,94) \right] = 1254 \text{ К}.$$

2. Выбрав конструкционный материал рабочей лопатки турбины, оценивают уровень напряжений от растяжения на максимальном режиме:

$$\sigma_p = 2 \varepsilon_r k_\phi. \quad (1.2)$$

В рассматриваемом примере для рабочей лопатки турбины ВД выбран материал ЖС6-К, у которого $\rho = 8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент формы лопатки k_ϕ , равный отношению действительного объема пера лопатки к объему цилиндрического пера при том же корневом сечении, обычно составляет $0,5 \dots 0,7$. Выбираем $k_\phi = 0,6$.

При проектировании авиационных ГТД для того, чтобы получить турбокомпрессор с наименьшей удельной массой, величину

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma_p}{2 \rho k_\phi} = U_{\text{т ср max}}^2 \cdot h_{\text{т вых}} / D_{\text{ср}}, \quad (1.3)$$

определяющую уровень напряжений в лопатке и называемую в связи с этим параметром напряжений, стремятся при любых выбранных значениях $T_{\text{т ср max}}^*$ и $U_{\text{т ср max}}$ сохранять примерно постоянной на достаточно высоком уровне, например: $\varepsilon_r \approx (13 \dots 17) \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

Для этого подбирают соответствующую относительную высоту лопаток на выходе из турбины (т. е. величину $D_{\text{т ср}}/h_{\text{т вых}}$). В отдельных случаях при умеренных температурах газа и отсутствии бандажных полок у лопаток турбин допускают повы-

шенный уровень напряжений. При этом величину ϵ_T выбирают в пределах $\epsilon_{T \max} = (23...28) \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

Примем величину параметра напряжений для рабочих лопаток I ступени $\epsilon_{ТВД} = 15 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$. Согласно уравнению (1.2) ему будет соответствовать величина $\sigma_p = 2 \cdot 15 \cdot 10^3 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 0,6 = 144 \text{ МПа}$. При этом из (1.3) следует, что необходимая величина

$$D_{\text{ср}}/h_{\text{Т вых}} = \frac{U_{\text{Т ср взл}}^2}{\epsilon_{\text{ТВД}}} = \frac{(390,8)^2}{15 \cdot 10^3} = 10,2. \quad (1.4)$$

При выборе величины параметра напряжений следует иметь в виду, что реализованные величины $D_{\text{ср}}/h_{\text{Т вых}}$ в первых ступенях турбины ВД существующих ТРДД колеблются в зависимости от допускаемых напряжений и параметров двигателя в весьма широких пределах: от 6 до 16. При этом значения $D_{\text{ср}}/h_{\text{Т вых}} = 11...16$, соответствующие относительно коротким лопаткам турбины, используются, как правило, на ТРДД, имеющих высокие значения $\pi_{к 2}$ или сверхзвуковые ступени компрессора. Применение турбин с $D_{\text{ср}}/h_{\text{Т вых}} > 12...13$ приводит к заметному снижению их КПД. В связи с этим выбор таких значений $D_{\text{ср}}/h_{\text{Т вых}}$ производят только на основе специального анализа. Поэтому в случаях, когда получаются слишком короткие лопатки, допустимо понизить величину ϵ_T ниже рекомендуемых значений.

3. Потребный предел длительной прочности материала лопатки вычисляют на основе расчетной величины напряжений σ_s , с учетом запаса прочности $K_s = 1,8...2,0$. Принимая $K_s = 2$, получим

$$\sigma_s = K_s \sigma_p = 2 \cdot 144 \approx 288 \text{ МПа}.$$

4. Исходя из величины σ_s и заданной продолжительности работы двигателя, приведенной к взлетному (максимальному) режиму, по характеристике длительной прочности выбранного материала (см. рис. III) находят допустимую температуру рабочих лопаток турбины ВД — $T_{л}$. При определении расчетного времени учитывают, что наиболее тяжелые условия работы материала — на режимах максимальных температур и частот вращения, которые составляют лишь часть общего срока работы двигателя. Так, например, для двигателей маневренных самолетов доля максимальных режимов достигает 30% от общего срока службы двигателя [3]. У двигателей транспортной и пассажирской авиации время работы на максимальном режиме не превышает 5% от всего ресурса [3]. В рассматриваемом примере принимаем, что назначенному ресурсу ТРДД $\tau = 12000$ ч эквивалентна наработка на взлетном режиме $\tau_{\text{взл}} = 600$ ч. При этом получаем (см. рис. III) $T_{л \text{ доп}} = 1150 \text{ К}$.

В случае неохлаждаемых рабочих лопаток турбины ($T_{л}^* \leq$

$\leq 1280-1300$ К) $T_{\text{л}} \approx T_{\omega}^*$. Тогда при заданной величине τ и вычисленном значении $\sigma_{\text{н}}$ с помощью номограммы рис. III подбирают соответствующий материал для рабочих лопаток турбины.

5. При охлаждаемых рабочих лопатках турбины рассчитывают потребную эффективность охлаждения для максимального режима:

$$\Theta = \frac{T_{\omega}^* - T_{\text{л}}}{T_{\omega}^* - T_{\text{охл}}^*}, \quad (1.5)$$

где $T_{\text{охл}}^* \cong T_{\text{к}}^*$.

В рассматриваемом примере в качестве расчетного выбран крейсерский режим работы двигателя, а потребную эффективность охлаждения необходимо оценивать для максимального режима. В этом случае температура T_{ω}^* для максимального режима определяется упрощенно по формуле

$$T_{\omega \text{ max}}^* = T_{\text{г max}}^* / C, \quad (1.6)$$

где константа $C = T_{\text{г}}^* / T_{\omega}^*$ вычисляется по параметрам расчетного режима. В данном случае $C = 1400/1254 = 1,116$, а в качестве максимального принимаем взлетный режим. Величины $T_{\text{г max}}^* = T_{\text{г взл}}^* = 1550$ К и $T_{\text{охл}}^* = T_{\text{к max}}^* = 750$ К на взлетном режиме берутся из термодинамического расчета двигателя (см. табл. 1.1).

Тогда

$$T_{\omega \text{ max}}^* = \frac{1550}{1,116} = 1389 \text{ К},$$

откуда

$$\Theta_{\text{max}} = \frac{1389 - 1150}{1389 - 750} = 0,374.$$

По величине Θ_{max} выбирается схема воздушного охлаждения рабочих лопаток турбины ВД или уточняется величина необходимого отбора воздуха на их охлаждение (см. рис. П2).

6. Задавая величину осевой скорости на входе в турбину $C_{a \text{ вх}} = 110, 180$ м/с, определяют кольцевую площадь на входе в сопловой аппарат турбины ВД:

$$F_{\text{г вх}} = \frac{G_{\text{г в д}} \sqrt{T_{\text{г}}^*}}{39,7 P_{\text{г}}^* q(\lambda_{a \text{ вх}})} = \frac{16,78 \sqrt{1400}}{39,7 \cdot 753 \cdot 0,3183} = 0,0660 \text{ м}^2, \quad (1.7)$$

где $q(\lambda_{a \text{ вх}})$ находят по величине $C_{a \text{ вх}}$. Так например, при выбранной $C_{a \text{ вх}} = 145$ м/с

$$\lambda_{a \text{ вх}} = C_{a \text{ вх}} / 18,1 \sqrt{T_{\text{г}}^*} = \frac{145}{18,1 \sqrt{1400}} = 0,214; \quad q(\lambda_{a \text{ вх}}) = 0,3183;$$

$$39,7 = \sqrt{\frac{k_r \cdot 10^3}{R_r} \left(\frac{2}{k_r+1}\right)^{(k_r+1)/(k_r-1)}} \quad \text{при } k_r = 1,33,$$

$$R_r = 0,2872 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

7. Вычисляют кольцевую площадь на выходе из турбины $F_{\text{Т Вых}}$.

Для этого предварительно оценивают величину осевой составляющей скорости на выходе из турбины $C_{a \text{ Вых}}$. При обычных диффузорностях проточной части турбины ($F_a = F_{\text{Т Вых}}/F_{\text{Т Вх}} = 1,1 \dots 1,9$) величина $C_{a \text{ Вых}}/C_{a \text{ Вх}} = 1,25 \dots 1,9$ (см. рис. П3). Принимая $C_{a \text{ Вых}}/C_{a \text{ Вх}} = 1,28$, получим $C_{a \text{ Вых}} = 1,28 \cdot 145 = 185 \text{ м/с}$. Тогда

$$F_{\text{Т Вых}} = \frac{G_{\text{ИД}} \sqrt{T_{\text{ТВД}}^*}}{39,7 P_{\text{ТВД}}^* q (\lambda_{a \text{ Вых}})} = \frac{17,63 \sqrt{1047}}{39,7 \cdot 204,3 \cdot 0,481} = 0,1463 \text{ м}^2, \quad (1.8)$$

где

$$\lambda_{a \text{ Вых}} = \frac{C_{a \text{ Вых}}}{18,1 \sqrt{T_{\text{ТВД}}^*}} = \frac{185}{18,1 \sqrt{1047}} = 0,316,$$

$$q (\lambda_{a \text{ Вых}}) = 0,481.$$

8. По выбранной величине $D_{\text{ср}}/h_{\text{Т Вых}} = 10,2$ для первой ступени определяют высоту рабочей лопатки по выходной кромке второй (последней) ступени турбины ВД (обеспечивая тем самым дополнительный запас прочности у I ступени):

$$h_{\text{Т Вых}} = \sqrt{\frac{l_{\text{Т Вых}}}{\pi (D_{\text{ср}}/h_{\text{Т Вых}})}} = \sqrt{\frac{0,1463}{3,14 \cdot 10,2}} = 0,0676 \text{ м}. \quad (1.9)$$

Тогда средний диаметр на выходе из турбины ВД

$$D_{\text{ср Вых}} = \frac{l_{\text{Т Вых}}}{\pi h_{\text{Т Вых}}} = \frac{0,1463}{3,14 \cdot 0,0676} = 0,6892 \text{ м}. \quad (1.10)$$

Периферийный диаметр

$$D_{\text{Т Вых}} = D_{\text{ср Вых}} + h_{\text{Т Вых}} = 0,6892 + 0,0676 = 0,7568 \text{ м}. \quad (1.11)$$

Втулочный диаметр

$$D_{\text{вт Вых}} = D_{\text{ср Вых}} - h_{\text{Т Вых}} = 0,6892 - 0,0676 = 0,6216 \text{ м}. \quad (1.12)$$

9. Основываясь на анализе конструктивных схем современных и перспективных двигателей (см. табл. П1), а также заданного прототипа, выбирают форму проточной части турбины ВД. При этом следует иметь в виду, что форма проточной части турбины с постоянным наружным диаметром ($D_{\text{Т}} = \text{const}$) обеспечивает неизменность радиальных зазоров при осевом терми-

ческом смещении ротора и статора. Однако в этом случае для двигателей небольших размеров или при высоких значениях $\lambda_{к2}$ высота лопаток на входе в турбину может оказаться слишком малой (величины $(D_{ср}/h_{т})_{вх}$ больше, чем 12...13, не рекомендуются). Кроме того, в этом варианте увеличивается угол наклона внутренней образующей проточной части турбины, что может привести к отрыву потока в межвенцовом зазоре ($\gamma_{доп} \leq 15 \dots 20^\circ$)

Форма проточной части турбины с постоянным средним диаметром турбины ($D_{ср} = \text{const}$) позволяет получить наименьшие осевые габариты турбины и меньшие углы наклона образующих поверхностей. Форма проточной части с постоянным внутренним диаметром ($D_{вн} = \text{const}$) позволяет унифицировать диски и замки лопаток турбины, а также получить наибольшую высоту лопаток турбины на входе.

Высота сопловой лопатки на входе в турбину оценивается следующим образом:

а) если выбран постоянным средний диаметр турбины

$$D_{ср} = \text{const}, \text{ то } h_{т\text{ вх}} = F_{т\text{ вх}}/\pi D_{ср}; \quad (1.13)$$

б) если $D_{т} = \text{const}$, то $h_{т\text{ вх}} = \frac{D_{т} - \sqrt{D_{т}^2 - 4 F_{т\text{ вх}}/\pi}}{2}$; (1.14)

в) если $D_{вн} = \text{const}$, то $h_{т\text{ вх}} = \frac{\sqrt{D_{вн}^2 + 4 F_{т\text{ вх}}/\pi} - D_{вн}}{2}$. (1.15)

Для рассматриваемого примера выберем вариант $D_{вн} = \text{const}$ (см. рис. 1.2,а), тогда

$$h_{т\text{ вх}} = \frac{\sqrt{0,6216^2 + 4 \cdot 0,0660/3,14} - 0,6216}{2} = 0,0332 \text{ м.}$$

В этом случае периферийный и средний диаметры на входе в турбину ВД определяются по формулам

$$D_{т\text{ вх}} = D_{вн} + 2 h_{т\text{ вх}} = 0,6216 + 2 \cdot 0,0332 = 0,6860 \text{ м;}$$

$$D_{ср\text{ вх}} = D_{вн} + h_{т\text{ вх}} = 0,6216 + 0,0332 = 0,6538 \text{ м.} \quad (1.16)$$

Таким образом, основные размеры проточной части турбины ВД рассчитаны.

10. Определяют частоту вращения ротора газогенератора, удовлетворяющую выбранным конструктивно-геометрическим параметрам турбины ВД:

$$n_{гг} = \frac{v_{т\text{ ср}} \cdot 60}{\pi D_{ср}} = \frac{375,1 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,6715} = 10673 \text{ мин}^{-1} = 177,9 \text{ с}^{-1}, \quad (1.17)$$

где
$$D_{\text{тр}} = \frac{D_{\text{ср вх}} + D_{\text{ср вых}}}{2} = \frac{0,6538 + 0,6892}{2} = 0,6715 \text{ м.}$$

Здесь величина $U_{\text{тр ср}} = 375,1 \text{ м/с}$ — осредненное значение для всех ступеней турбины ВД (табл. 1.1).

Методика определения осевых размеров турбины приведена в разд. 1.6.

1.2.2 Расчет и согласование с турбиной диаметральных размеров и числа ступеней компрессора ВД

Чтобы согласовать с турбиной величины диаметров проточной части компрессора (рис. 1.4), определить необходимое число ступеней (1, 2, 3 — обозначение сечений ступени), необходимо вначале оценить уровень окружной скорости на наружном диаметре первой ступени компрессора ВД.

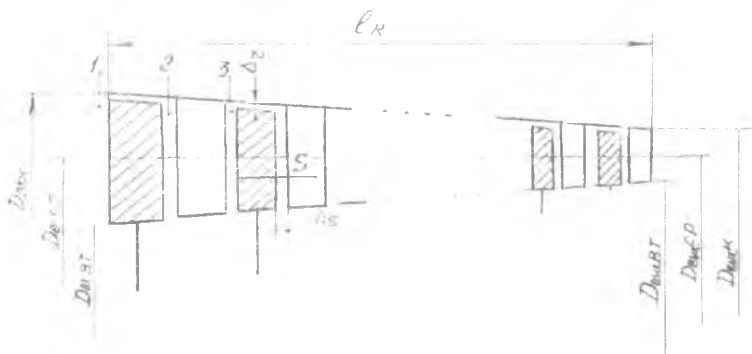


Рис. 1.4. Геометрическая модель осевого компрессора

Величина окружной скорости на периферии рабочего колеса первой ступени компрессора является важнейшим параметром, определяющим тип первой и последующих ступеней, основные показатели компрессора в целом и, в первую очередь, его КПД [3].

Расчет ведут в следующей последовательности.

11. Определяют требуемую кольцевую площадь на входе в компрессор ВД ($F_{\text{к вх}}$), выбрав величину осевой скорости $C_{a \text{ вх}}$ равной (или несколько меньше*) осевой скорости на входе в вентилятор. При этом для входных ступеней вентиляторов и компрессоров НД обычно принимают $C_{a \text{ вх пр}} = 190 \dots 220 \text{ м/с}$.

*) Скорость снижают только в тех случаях, когда ее необходимое уменьшение в компрессоре ВД обеспечить затруднительно.

Выбирая $C_{a \text{ вх пр}} = 215$ м/с, получим, что в расчетных условиях крейсерского полета

$$C_{a \text{ вх в}} = C_{a \text{ вх пр в}} \sqrt{\frac{T_{\text{н}}^*}{288,15}} = 215 \sqrt{\frac{244,6}{288,15}} = 198 \text{ м/с.}$$

Принимая в данном примере $C_{a \text{ вх вД}} = C_{a \text{ вх в}} - 5$ м/с, выбираем величину скорости на входе в компрессор ВД в расчетных условиях $C_{a \text{ вх вД}} = 198 - 5 = 193$ м/с. Тогда потребная величина площади на входе в компрессор ВД

$$F_{\text{к вх}} = \frac{G_{\text{вД}} \sqrt{T_{\text{кнД}}^*}}{40,4 P_{\text{кнД}}^* q(\lambda_{a \text{ вх}}) \cdot \sin \alpha_1 \cdot K_G} = \quad (1.18)$$

$$= \frac{17,66 \sqrt{278,4}}{40,4 \cdot 51,53 \cdot 0,848 \cdot 0,985 \cdot 0,98} = 0,1729 \text{ м}^2,$$

где ГДФ $q(\lambda_{a \text{ вх}}) = 0,848$ определяется по величине

$$\lambda_{a \text{ вх}} = \frac{C_{a \text{ вх вД}}}{18,3 \sqrt{T_{\text{кнД}}^*} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{193}{18,3 \cdot \sqrt{278,4} \cdot 0,985} = 0,643$$

при $\alpha_1 = 90$ (без ВНА); $\alpha_1 = 75 \dots 80^\circ$ (с ВНА);
 $K_G = 0,97 \dots 0,98$;

$$40,4 = \sqrt{\frac{k_{\text{в}} \cdot 10^3}{R_{\text{в}}} \left(\frac{2}{k_{\text{в}} + 1} \right)^{(k_{\text{в}} + 1) / (k_{\text{в}} - 1)}} \quad \text{при } k_{\text{в}} = 1,4$$

$$\text{и } R_{\text{в}} = 0,2870 \frac{\text{кДж}}{\text{кг-град}}$$

В примере приняты $\alpha_1 = 80^\circ$, $K_G = 0,98$.

12. Задаваясь скоростью выхода потока из компрессора ВД в диапазоне $C_{\text{вых}} = C_{a \text{ вых}} = 130 \dots 170$ м/с, находят величину кольцевой площади на выходе из компрессора ВД:

$$F_{\text{к вых}} = \frac{G_{\text{вД}} \sqrt{T_{\text{к}}^*}}{40,4 P_{\text{к}}^* q(\lambda_{a \text{ вых}}) K_G} = \frac{17,66 \sqrt{656,1}}{40,4 \cdot 788,5 \cdot 0,449 \cdot 0,98} = 0,0323 \text{ м}^2. \quad (1.19)$$

В примере принято $C_{\text{вых}} = C_{a \text{ вых}} = 138$ м/с, а ГДФ $q(\lambda_{a \text{ вых}})$ определяется по величине

$$\lambda_{a \text{ вых}} = \frac{C_{\text{вых}}}{18,3 \sqrt{T_{\text{к}}^*}} = \frac{138}{18,3 \cdot \sqrt{656,1}} = 0,295.$$

13. Выбирая относительный диаметр втулки на выходе из компрессора ВД [9]

$$\bar{d}_{\text{вых}} = \begin{cases} 0,84 \dots 0,88 & \text{для ТРД} \\ 0,87 \dots 0,92 & \text{для ТРДД} \end{cases}$$

и форму его проточной части (например, с постоянством одного из характерных диаметров), определяют относительный диаметр втулки на входе:

$$\bar{d}_{вх} = \begin{cases} \sqrt{1 - \bar{F}(1 - \bar{d}_{вх}^2)} & \text{при } D_{к} = \text{const}; \\ 1 - 2 \sqrt{\left(1 + \frac{1}{\bar{F}} \frac{1 + \bar{d}_{вх}}{1 - \bar{d}_{вх}}\right)} & \text{при } D_{ср} = \text{const}; \\ \bar{d}_{вх} \cdot \sqrt{1 + (\bar{F} - 1)(1 - \bar{d}_{вх}^2)} & \text{при } D_{вм} = \text{const}, \end{cases} \quad (1.20)$$

где $\bar{F} = \frac{F_{вх}}{F_{вых}}$. (1.21)

По конструктивным соображениям для компрессора ВД обычно требуется иметь $\bar{d}_{вх} \geq 0,5$. Если это условие выполняется, то рассчитывают величины наружного и внутреннего диаметров входного сечения компрессора ВД

$$D_{вхк} = \sqrt{4 \bar{F}_{вх} / \pi (1 - \bar{d}_{вх}^2)}; \quad (1.22)$$

$$D_{вхвм} = \bar{d}_{вх} D_{вхк}. \quad (1.23)$$

Если же $\bar{d}_{вх}$ получается меньше 0,5, то необходимо увеличить $\bar{d}_{вых}$ или применить иную форму проточной части компрессора.

При выборе формы проточной части компрессора следует иметь в виду, что применение постоянного наружного диаметра позволяет повысить напорность ступеней благодаря большим окружным скоростям на средних и последних ступенях компрессора. Однако в этом случае есть опасность получить нерационально малые высоты лопаток последних ступеней. Форма же проточной части с постоянным внутренним диаметром ($D_{вм} = \text{const}$), напротив, позволяет получить наибольшую высоту лопатки последней ступени компрессора. Форма проточной части с переменными внутренним и наружным диаметрами ($D_{ср} = \text{const}$) занимает некоторое промежуточное положение и иногда применяется в компрессорах ВД. Примеры схем проточных частей компрессоров и турбин современных ГТД приводятся в табл. П1.

Принимая, например, постоянным средний диаметр компрессора и $\bar{d}_{вых} = 0,92$, получаем по (1.20):

$$\bar{d}_{вх} = 1 - \frac{2}{1 + \frac{1}{5,35} \cdot \frac{1 + 0,92}{1 - 0,92}} = 0,635, \text{ где согласно } (1.21)$$

$$\bar{F} = \frac{0,1729}{0,0323} = 5,35.$$

Тогда по (1.22) и (1.23) имеем

$$D_{\text{вх к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1729}{3,14(1-0,635^2)}} = 0,608 \text{ м};$$

$$D_{\text{вх вт}} = 0,635 \cdot 0,608 = 0,386 \text{ м}.$$

Наружный и внутренний диаметры на выходе из компрессора при этом рассчитываются также по формулам (1.22) и (1.23):

$$D_{\text{вых к}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0323}{3,14(1-0,92^2)}} = 0,518 \text{ м};$$

$$D_{\text{вых вт}} = 0,92 \cdot 0,518 = 0,476 \text{ м}.$$

Тогда высота лопатки

$$h_{\text{к вых}} = \frac{D_{\text{вых к}} - D_{\text{вых вт}}}{2} = \frac{0,518 - 0,476}{2} = 0,021 \text{ м}. \quad (1.24)$$

Если получается нерационально малая высота лопатки, приводящая к снижению КПД ($h_{\text{к вых}} < 0,015 \dots 0,02 \text{ м}$), то следует уменьшить $\lambda_{\text{с вых}}$ или $\bar{d}_{\text{вых}}$.

Определяют средний диаметр компрессора ВД в целом:

$$D_{\text{к ср}} = \frac{D_{\text{вх ср}} + D_{\text{вых ср}}}{2} = 0,497 \text{ м},$$

где

$$D_{\text{вх ср}} = \frac{D_{\text{вх к}} + D_{\text{вх вт}}}{2} = \frac{0,608 + 0,386}{2} = 0,497 \text{ м},$$

$$D_{\text{вых ср}} = \frac{D_{\text{вых к}} + D_{\text{вых вт}}}{2} = \frac{0,518 + 0,476}{2} = 0,497 \text{ м}.$$

14. Рассчитывают величину окружной скорости на наружном диаметре первой ступени компрессора ВД:

$$U_{\text{вх к}} = \pi \cdot D_{\text{вх к}} \cdot \frac{n_{\text{ВД}}}{60} = 3,14 \cdot 0,608 \cdot \frac{10673}{60} = 339,6 \text{ м/с}, \quad (1.25)$$

где по (1.17) $n_{\text{ВД}} = 10673 \text{ мин}^{-1}$.

Проверяют прочностное ограничение $U_{\text{вх к}} \leq 450 \dots 500 \text{ м/с}$. Если это ограничение не выполняется, то следует уменьшить диаметр $D_{\text{вх к}}$ (см. п. 13) либо, увеличивая число ступеней турбины ВД, понизить $U_{\text{твд}}$.

15. По известным величинам $U_{\text{вх к}}$, частоты вращения ротора ВД $n_{\text{ВД}}$ и расхода $G_{\text{вх}}$ (табл. 1.1) определяют приведенные по параметрам на входе в компрессор ВД значения окружной скорости, частоты вращения и расхода воздуха, необходимые

в качестве исходных данных для последующего проектирования компрессора ВД [8]:

$$\begin{aligned}
 U_{\text{вх к пр}} &= U_{\text{вх к}} \sqrt{\frac{288,15}{T_{\text{кнд}}^*}} = 339,6 \sqrt{\frac{288,15}{278,4}} = 345,5 \text{ м/с;} \\
 n_{\text{пр в д}} &= n_{\text{в д}} \sqrt{\frac{288,15}{T_{\text{кнд}}^*}} = 10673 \sqrt{\frac{288,15}{278,4}} = 10858 \text{ мин}^{-1}; \\
 G_{\text{пр}} &= G_{\text{в}} \frac{101,33}{P_{\text{кнд}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{кнд}}^*}{288,15}} = 17,66 \frac{101,33}{51,53} \sqrt{\frac{278,4}{288,15}} = \\
 &= 34,13 \text{ кг/с.}
 \end{aligned} \tag{1.26}$$

Проверяют оптимальность полученного коэффициента расхода

$$\bar{C}_{a \text{ ср } i} = \frac{C_{a i}}{U_{\text{ср } i}} = \frac{C_{a i} D_{k i}}{U_{k i} D_{\text{ср } i}}$$

на первой и последней ступенях компрессора, так как численные значения $\bar{C}_{a \text{ ср } i}$ связаны со значениями угла наклона вектора относительной скорости W_{1i} на диаметре $D_{\text{ср } i}$ к плоскости вращения колеса. Из опыта проектирования первых ступеней компрессора следует, что на расчетном режиме величина $\bar{C}_{a \text{ ср вх}}$ обычно находится в пределах 0,6...0,9. Чтобы обеспечить это, необходимо изменить величину осевой скорости $C_{a \text{ вх}}$ или величину окружной скорости $U_{\text{ср}}$, если изменение $C_{a \text{ вх}}$ невозможно.

В рассматриваемом примере имеем

$$\bar{C}_{a \text{ ср вх}} = \frac{193 \cdot 0,608}{339,6 \cdot 0,497} = 0,697$$

Для последней ступени компрессоров на расчетном режиме обычно $\bar{C}_{a \text{ ср вых}} \geq 0,42...0,45$.

В примере имеем

$$\bar{C}_{a \text{ ср вых}} = \frac{C_{a \text{ вых}}}{U_{\text{ср вых}}} = \frac{138}{277,6} = 0,498$$

$$\text{где } U_{\text{ср вых}} = \frac{\pi D_{\text{вых ср}} n_{\text{в д}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,497 \cdot 10673}{60} = 277,6 \text{ м/с.}$$

16. Для построения меридионального профиля проточной части компрессора ВД необходимо оценить потребное число его ступеней. Оценку числа ступеней можно произвести следующим образом. Уравнение баланса мощностей каскада ВД, которое имеет вид $L_{\text{к}}^* = (1 + q_m) L_{\text{т}}^* \eta_m \gamma_{\text{охл } \Sigma}$; можно представить в виде

$$\bar{P} \cdot z_{\text{к}} \cdot U_{\text{к ср}}^* = (1 + q_m) \eta_m \gamma_{\text{т в д}} \frac{z_{\text{т в д}} U_{\text{т ср}}^* \gamma_{\text{охл } \Sigma}}{2 \gamma_{\text{т в д}}^{*2}}$$

Здесь $\bar{H} = \frac{L_{\text{в}}^* \cdot 10^3}{z_{\text{к}} U_{\text{к ср}}^2}$ — средний коэффициент напора ступени компрессора.

Преобразуя уравнение баланса мощностей с учетом равенства $U_{\text{т ср}}/U_{\text{к ср}} = D_{\text{т ср}}/D_{\text{к ср}}$, получают выражение для так называемого параметра согласования турбокомпрессора $K_{\text{тк}}$ [13], который связывает конструктивно-геометрические параметры турбокомпрессора с параметрами, характеризующими нагруженность турбины и компрессора:

$$K_{\text{тк}} = \frac{D_{\text{т ср}}}{D_{\text{к ср}}} \sqrt{\frac{z_{\text{т н д}}}{z_{\text{к}}}} = a Y_{\text{твд}}^* \sqrt{2 \bar{H}}, \quad (1.27)$$

где

$$a = \frac{1}{\sqrt{\eta_{\text{твд}}^* \eta_m (1 + q_m) v_{\text{окл}}^2}}$$

Как показал анализ статистических данных большого числа созданных ГТД, величина этого параметра является достаточно стабильной характеристикой турбокомпрессоров. Так, например, по статистическим данным [13] величина $K_{\text{тк}} = 0,4 \dots 0,5$. Задавая величиной $K_{\text{тк}}$ (для ступеней компрессора с умеренной напорностью $K_{\text{тк}} = 0,4 \dots 0,45$, для высоконапорных ступеней $K_{\text{тк}} = 0,45 \dots 0,5$) и решая (1.27) относительно $z_{\text{к}}$, получаем, что с выбранными параметрами турбокомпрессора согласуется число ступеней компрессора:

$$z_{\text{к}} = \left(\frac{D_{\text{к ср}}}{D_{\text{т ср}}} \right)^2 \frac{z_{\text{т}}}{K_{\text{тк}}^2} = \left(\frac{0,6715}{0,497} \right)^2 \frac{2}{0,45^2 \dots 0,5^2} = 14 \dots 18. \quad (1.28)$$

Очевидно, что с целью минимизации массы и осевых размеров компрессора необходимо из полученного диапазона выбирать минимальное число ступеней. Однако при этом целесообразно хотя бы в первом приближении оценить возможности получения проектного значения КПД компрессора.

Оценка целесообразного числа ступеней и оптимальности окружной скорости $U_{\text{вх к пр}}$ с точки зрения КПД компрессора может быть проведена на основе рис. 1.5. На этом рисунке приведены среднестатистические зависимости максимально достижимых КПД многоступенчатых осевых компрессоров и соответствующие им оптимальные значения приведенной окружной скорости на периферии первого рабочего колеса от средней приведенной работы ступени $\left(L_{\text{ст пр ср}}^* = \frac{L_{\text{кп}}^*}{z_{\text{к}}} \cdot \frac{288}{T_{\text{вхл}}^*} \right)$. Эти зависимости получены на основе материалов, приведенных в работе [3] и отражающих влияние на КПД компрессора приведен-

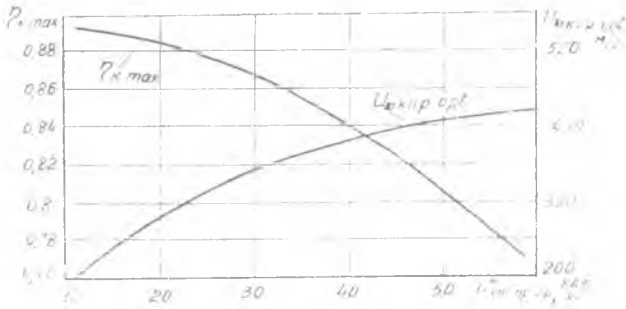


Рис. 1.5. Максимально достижимые КПД многоступенчатого осевого компрессора и соответствующие им значения приведенной окружной скорости.

$$L^*_{\text{ст пр ср}} = \frac{L^*_{\text{кi}}}{z_k} \cdot \frac{288}{U_{\text{вх i}}}$$

ной окружной скорости $U_{\text{вх к пр}}$ и коэффициента напора $H_{z \text{ ср}} = L^*_{\text{к в}} / z_k \cdot U_{\text{вх к пр}}^2$.

Для рассматриваемого примера имеем:

для $z_k = 14$

$L^*_{\text{ст пр ср}} = 28,8 \text{ кДж/кг}$, $\eta_{\text{к max}} \approx 0,87$ и $U_{\text{вх к пр орт}} = 340 \text{ м/с}$,

для $z_k = 18$

$L^*_{\text{ст пр ср}} = 22,4 \text{ кДж/кг}$, $\eta_{\text{к max}} \approx 0,88$ и $U_{\text{вх к пр орт}} = 300 \text{ м/с}$.

Анализ полученных результатов показывает, что наиболее целесообразно в данном случае выбрать $z_k = 14$, так как при этом величина КПД компрессора достаточно высока, а полученная в результате согласования компрессора ВД и турбины ВД величина окружной скорости на периферии первого рабочего колеса (см. п. 15) близка к оптимальной по КПД. При этом соблюдаются и жесткие требования к уменьшению массы компрессора. Выбранная величина $z_k = 14$, а вместе с ней и форма меридионального профиля проточной части в дальнейшем уточняются при детальном расчете компрессора по методике [8]. Методика определения осевых размеров компрессора приведена в разд. 1.5.

1.2.3. Определение предварительных размеров проточной части камеры сгорания

Камеры сгорания различных ГТД существенно отличаются друг от друга по компоновке на двигателе и конструктивному выполнению диффузора, фронтального устройства и смесительной

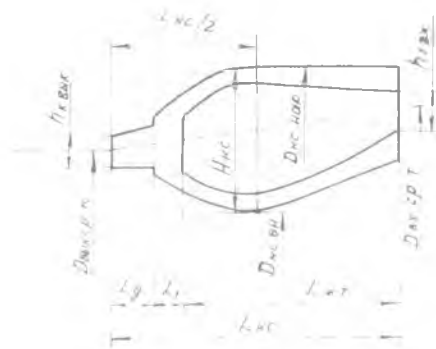


Рис. 1.6. Геометрическая модель прямооточной кольцевой камеры сгорания

части. По этой причине детальное проектирование камеры сгорания является самостоятельной, достаточно сложной задачей [17].

Поэтому на этапе формирования облика проточной части турбокомпрессора ограничимся лишь предварительной оценкой основных параметров камеры сгорания (рис. 1.6), необходимых для построения проточной части турбокомпрессора в целом.

17. На основе рекомендаций работы [11] определяют площадь в максимальном поперечном сечении камеры сгорания:

$$F_{\text{КС}} = (1,7 \dots 2,9) \frac{T_1^*}{T_{\text{К}}} F_{\text{К вых}}.$$

Величина постоянного коэффициента в этой формуле определяется соотношением расходных скоростей потока на выходе из компрессора и в максимальном сечении камеры сгорания.

Для рассматриваемого примера получим

$$F_{\text{КС}} = 2,5 \cdot \frac{1400}{656,1} = 0,0323 = 0,172 \text{ м}^2.$$

18. Вычисляют диаметры и высоту камеры сгорания в максимальном сечении:

$$D_{\text{КС ср}} = \frac{D_{\text{К вых ср}} + D_{\text{Т вх ср}}}{2} = \frac{0,4970 + 0,6538}{2} = 0,575 \text{ м};$$

$$H_{\text{КС}} = \frac{F_{\text{КС}}}{\pi D_{\text{КС ср}}} = \frac{0,172}{3,14 \cdot 0,575} = 0,095 \text{ м};$$

$$D_{\text{КС нар}} = D_{\text{КС ср}} + H_{\text{КС}} = 0,575 + 0,095 = 0,670 \text{ м};$$

$$D_{\text{КС вн}} = D_{\text{КС ср}} - H_{\text{КС}} = 0,575 - 0,095 = 0,480 \text{ м}.$$

19. Оценивают предварительные осевые размеры камеры сгорания [11, 14, 17]:

длину КС

$$L_{\text{КС}} = (2,5 \dots 3,0) H_{\text{КС}} = 3 \cdot 0,095 = 0,285 \text{ м};$$

длину жаровой трубы

$$L_{\text{ЖТ}} = (0,75 \dots 0,8) L_{\text{КС}} = 0,8 \cdot 0,285 = 0,228 \text{ м};$$

длину диффузора КС

$$L_d = (0,10 \dots 0,15) L_{КС} = 0,15 \cdot 0,285 = 0,043 \text{ м};$$

расстояние от выходного сечения диффузора до плоскости плиты фронтального устройства

$$L_1 = (0,05 \dots 0,1) L_{КС} = 0,05 \cdot 0,285 = 0,014 \text{ м}.$$

1.3. СОГЛАСОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

1.3.1. Расчет и согласование с турбиной НД диаметральных размеров и частоты вращения вентилятора

В качестве вентиляторных ступеней ТРДД чаще всего используются трансзвуковые и сверхзвуковые ступени с высокими значениями приведенной окружной скорости на наружном диаметре $U_{в пр} \geq 400 \dots 500 \text{ м/с}$. Другая особенность вентиляторных ступеней связана с их компоновкой в качестве входных ступеней: у них обычно весьма низкие значения относительного диаметра втулки, достигающие значений $\bar{d}_{вх} = 0,3 \dots 0,45$. Поэтому у вентиляторных ступеней из соображений прочности обычно ограничивают максимальные значения фактической окружной скорости на периферии: $U_{в вх} \leq 380 \dots 490 \text{ м/с}$. Это ограничение учитывается при определении частоты вращения ротора турбины НД и влияет на выбор числа ступеней и диаметра.

Основные конструктивно-геометрические параметры вентилятора рассчитывают следующим образом.

20. Определяют площадь кольцевого сечения на входе в вентилятор $F_{в вх}$. Для определения этой площади необходимо выбрать величину скорости $C_{а вх}$. Для этого задаются величиной приведенной осевой скорости $C_{а вх пр}$, исходя из диапазона скоростей, указанного в п.11. В рассматриваемом примере величина $C_{а вх пр}$ выбрана равной 215 м/с, что соответствует $C_{а вх} = 198 \text{ м/с}$ (см. п.11). Величину искомой площади вычисляют по формуле

$$F_{в вх} = \frac{G_{вх}}{10,4 \rho_{вх}^* q(\lambda_{вх}) \sin \alpha_1 K_G} \sqrt{T_{вх}} \quad (1.29)$$

где $K_G = 0,98 \dots 0,99$;

$$\alpha_1 = \begin{cases} 90^\circ & \text{— без ВНА (при } m > 3); \\ 70 \dots 80^\circ & \text{— с ВНА (} m < 3). \end{cases}$$

Таким образом,
при $C_{a \text{ вх}} = 198 \text{ м/с}$ и $\alpha_1 = 90^\circ$ имеем

$$\lambda_{\text{вх}} = \frac{C_{a \text{ вх}}}{18,3 \sqrt{T_{\text{вх}}^*} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{198}{18,3 \sqrt{244,6 \cdot 1}} = 0,692;$$

$$q(\lambda_{\text{вх}}) = 0,887;$$

$$F_{\text{в вх}} = \frac{125,36 \sqrt{244,6}}{40,4 \cdot 34,28 \cdot 0,0887 \cdot 0,985} = 1,620 \text{ м}^2.$$

21. Находят диаметральные размеры на входе в вентилятор и высоту лопатки.

Наружный диаметр вентилятора на входе

$$D_{\text{вх в}} = \sqrt{\frac{4 F_{\text{в вх}}}{\pi (1 - \bar{d}_{\text{вх}}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,620}{3,14 \cdot (1 - 0,32^2)}} = 1,516 \text{ м}, \quad (1.30)$$

где относительный диаметр втулки ($\bar{d}_{\text{вх}} = 0,32$) выбирается из интервала $\bar{d}_{\text{вх}} = 0,30 \dots 0,45$. При этом меньшие значения $\bar{d}_{\text{вх}}$ выбирают при $m \geq 6-8$, а большие — при $m < 2-3$.

Диаметр втулки

$$D_{\text{вх вт}} = \bar{d}_{\text{вх}} \cdot D_{\text{вх в}} = 0,32 \cdot 1,516 = 0,485. \quad (1.31)$$

Средний диаметр вентилятора на входе

$$D_{\text{вх ср}} = \frac{D_{\text{вх в}} + D_{\text{вх вт}}}{2} = \frac{0,485 + 1,516}{2} = 1,001 \text{ м}. \quad (1.32)$$

Высота лопатки вентилятора (по передней кромке)

$$h_{\text{вх в}} = \frac{D_{\text{вх в}} - D_{\text{вх вт}}}{2} = \frac{1,516 - 0,485}{2} = 0,5155 \text{ м}. \quad (1.33)$$

22. Раздельно для каждого контура определяют площади выходного сечения вентилятора. Разделение потока по контурам осуществляют или после рабочего колеса, или за направляющим аппаратом вентилятора (рис. 1.7). Выбор местоположения разделителя зависит от диапазона изменений степени двухконтурности у данного ТРДД. У ТРДД дозвуковых самолетов степень двухконтурности в эксплуатационном диапазоне режимов полета изменяется слабо. Поэтому у них разделитель размещают чаще всего после рабочего колеса последней ступени вентилятора. Во всех случаях расчет рекомендуется начинать с определения площади проходного сечения на выходе из НА вентилятора $F_{\text{в вых}}$:

$$F_{\text{в вых I}} = \frac{G_{\text{в I}} \sqrt{T_{\text{в I}}^*}}{40,4 P_{\text{в I}}^* q(\lambda_{\text{в вых I}}) \sin \alpha_{\text{в вых I}} K_G} =$$

$$= \frac{17,66 \cdot \sqrt{278,4}}{40,4 \cdot 51,33 \cdot 0,842 \cdot 0,996 \cdot 0,98} = 0,1721 \text{ м}^2; \quad (1.34)$$

$$F_{\text{в вых II}} = \frac{G_{\text{в II}} \sqrt{T_{\text{в II}}^*}}{40,4 P_{\text{в II}}^* q(\lambda_{\text{в вых II}}) \sin \alpha_{\text{в вых II}} K_G} =$$

$$= \frac{107,74 \cdot \sqrt{288,8}}{40,4 \cdot 57,6 \cdot 0,784 \cdot 1 \cdot 0,98} = 1,0238 \text{ м}^2. \quad (1.35)$$

Здесь $\alpha_{\text{в вых II}} = 90^\circ$; $\alpha_{\text{в вых I}} = 65 \dots 85^\circ$;

$$\lambda_{\text{в вых I}} = \frac{C_{a \text{ в вых I}}}{18,3 \sqrt{T_{\text{в I}}^*} \sin \alpha_{\text{в вых I}}} = \frac{193}{18,3 \sqrt{278,4} \cdot 0,996} = 0,636; \quad (1.36)$$

$$\lambda_{\text{в вых II}} = \frac{C_{a \text{ в вых II}}}{18,3 \sqrt{T_{\text{в II}}^*} \sin \alpha_{\text{в вых II}}} = \frac{178}{18,3 \sqrt{288,8} \cdot 1} = 0,572. \quad (1.37)$$

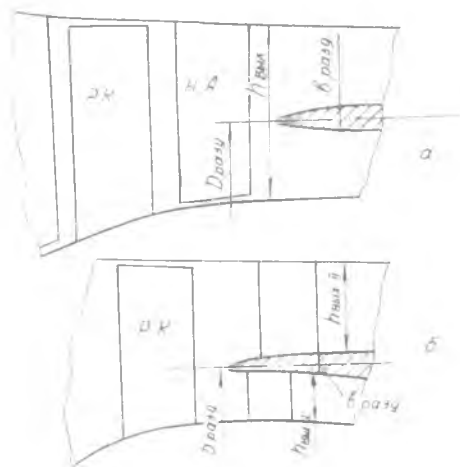


Рис. 1.7. Схема расположения разделителя контуров ТРДД: а — за направляющим аппаратом вентилятора; б — за рабочим колесом

Величину $C_{a \text{ в вых II}}$ для уменьшения потерь в наружном контуре целесообразно принимать меньшей, чем $C_{a \text{ вх}}$, на 15 ... 20 м/с; $C_{a \text{ в вых II}} = 198 - 20 = 178$ м/с. Величину $C_{a \text{ в вых I}}$ можно принимать равной $C_{a \text{ вх КВД}}$. В рассматриваемом примере $C_{a \text{ в вых I}} = C_{a \text{ вх КВД}} = 193$ м/с (см. п. 11). Для уменьшения потерь в наружном контуре ТРДД со смещением потоков проходные сечения в нем должны обеспечить дальнейшее понижение скорости за вентилятором до $\lambda_{\text{в вых II}} = 0,3 \dots 0,4$.

23. Задаваясь формой проточной части вентилятора, определяют наружный, втулочный диаметры на выходе из вентилятора, а также диаметр передней кромки разделителя контуров. В рассматриваемом примере выбираем вариант формы проточной части вентилятора, получивший на ТРДД наибольшее пространство: $D_{\text{ср}} = \text{const}$ (см. табл. III). В этом случае при расположении разделителя за НА имеем

$$h'_{\text{в вых}} = \frac{F_{\text{в вых}} \Sigma}{\pi D_{\text{ср}}} ; \quad (1.38)$$

$$\begin{aligned} D_{\text{вых в}} &= D_{\text{ср}} + h'_{\text{в вых}} ; \\ D_{\text{вых вт}} &= D_{\text{ср}} - h'_{\text{в вых}} ; \end{aligned} \quad (1.39)$$

$$D_{\text{разд}} = \sqrt{D_{\text{вых в}}^2 - \frac{4 F_{\text{в вых II}}}{\pi}} . \quad (1.40)$$

При расположении разделителя контуров за РК (рис. 1.7,б) сначала определяют в первом приближении условные величины высоты лопатки $h'_{\text{в вых}}$ и периферийного диаметра на выходе из НА наружного контура $D'_{\text{вых в}}$ по формулам (1.38) и (1.39):

$$h'_{\text{в вых}} = \frac{0,1721 + 1,0238}{3,14 \cdot 1,001} = 0,3805 \text{ м};$$

$$D'_{\text{вых в}} = 1,001 + 0,3805 = 1,3815 \text{ м}.$$

Затем по формуле (1.40) находят диаметр расположения передней кромки разделителя

$$D_{\text{разд}} = \sqrt{1,3815^2 - \frac{4 \cdot 1,0238}{3,14}} \approx 0,777 \text{ м}.$$

Выбирая толщину разделителя $b_{\text{разд}}$, окончательно определяют диаметры проточной части и высоты лопаток на выходе из НА:

$$\begin{aligned} D_{\text{вых в}} &= \sqrt{\frac{4 F_{\text{в вых II}}}{\pi} + (D_{\text{разд}} + b_{\text{разд}})^2} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 1,0238}{3,14} + (0,777 + 0,027)^2} = 1,397 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{\text{вых вт}} &= \sqrt{(D_{\text{разд}} - b_{\text{разд}})^2 - \frac{4 \cdot F_{\text{в вых I}}}{\pi}} = \\ &= \sqrt{(0,777 - 0,027)^2 - \frac{4 \cdot 0,1721}{3,14}} = 0,586 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$h_{\text{в вых II}} = \frac{D_{\text{вых в}} - b_{\text{разд}} - D_{\text{разд}}}{2} = \frac{1,397 - 0,027 - 0,777}{2} = 0,2965 \text{ м};$$

$$h_{\text{в вых I}} = \frac{D_{\text{разд}} - b_{\text{разд}} - D_{\text{вых в II}}}{2} = \frac{0,777 - 0,027 - 0,586}{2} = 0,0820 \text{ м.}$$

Толщина разделителя контуров может быть оценена на основе обобщенных данных по созданным ТРДД:

$$b_{\text{разд}} \approx (0,07 \dots 0,1) h'_{\text{в вых}} = 0,07 \cdot 0,3805 \approx 0,027 \text{ м.}$$

В случае варианта проточной части с $D_{\text{в}} = \text{const}$ высоты лопаток $h'_{\text{в вых}}$ определяют по формуле (1.14), а в случае $D_{\text{вт}} = \text{const}$ — по формуле (1.15).

Во всех случаях, когда форма проточной части вентилятора не соответствует $D_{\text{ср}} = \text{const}$, средний для всех ступеней вентилятора диаметр вычисляют следующим образом:

$$D_{\text{в ср}} = \frac{D_{\text{вх ср}} + D_{\text{вых ср}}}{2}, \quad (1.41)$$

где $D_{\text{вых ср}} = \frac{D_{\text{вых в}} + D_{\text{вых в II}}}{2}.$ (1.42)

24. Рассчитывают число ступеней вентилятора и частоту вращения ротора НД.

Анализ статистических данных, созданных ТРДД, свидетельствует о том, что при $\pi_{\text{в}} \leq 1,6 \dots 1,75$ трансзвуковой вентилятор может быть выполнен одноступенчатым. В общем случае число ступеней вентилятора может быть определено следующим образом.

Находят средний (для всех ступеней) диаметр турбины НД.

$$D_{\text{тнд ср}} = D_{\text{вх в}} \bar{D}_{\text{тнд}} = 1,516 \cdot 0,462 = 0,701 \text{ м,} \quad (1.43)$$

где $\bar{D}_{\text{тнд}}$ определяют по рис. 1.8, отражающему опыт реального проектирования турбовентиляторов ТРДД. Физический смысл этой зависимости состоит в том, что с увеличением степени двухконтурности из-за ограничения, по условиям прочности, окружной скорости на периферии вентилятора и, следовательно, снижения частоты вращения ротора НД окружная скорость тур-

бины НД снижается $(\bar{D}_{\text{тнд}} = \frac{D_{\text{тнд ср}}}{D_{\text{вх в}}} = \frac{U_{\text{тнд ср}}}{U_{\text{вх в}}})$.

Проверяется соотношение среднего диаметра турбины НД и диаметра разделителя контуров:

$$\frac{D_{\text{тнд ср}}}{D_{\text{разд}}} = \frac{0,701}{0,777} = 0,902.$$

Как показал анализ выполненных конструкций ТРДД, а также опубликованных данных [4], для того, чтобы турбина НД

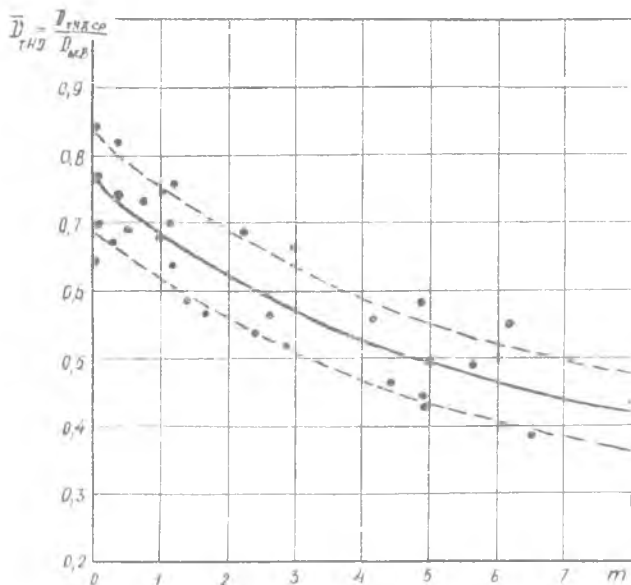


Рис. 1.8. Статистическая зависимость соотношения диаметров турбины и вентилятора: ——— границы относительного среднеквадратичного отклонения $\pm \sigma = 12\%$

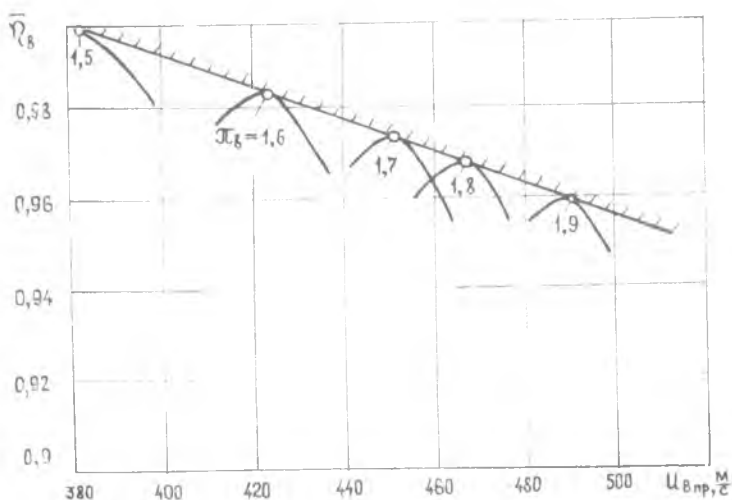


Рис. 1.9. Зависимость относительных КПД вентиляторных ступеней от π_8 и $U_{в.пр}$

не загромождала канал наружного контура, соотношение $D_{\text{ТНД ср}} / D_{\text{разд}} = 0,7 \dots 1$.

Частота вращения турбовентильатора

$$n_{\text{НД}} = \frac{60 \cdot U_{\text{ТНД ср}}}{\pi \cdot D_{\text{ТНД ср}}} = \frac{60 \cdot 182,1}{3,14 \cdot 0,70} = 4964 \text{ мин}^{-1}.$$

Величина $U_{\text{ТНД ср}}$ определяется в разд. 1.1.

Окружная скорость на периферии вентильатора

$$U_{\text{вх в}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх в}} \cdot n_{\text{НД}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 1,516 \cdot 4964}{60} = 394 \text{ м/с}.$$

Задаваясь средней величиной коэффициента напора вентильаторной ступени $\bar{H}_v = 0,25 \dots 0,35$ [11], определяем число ступеней вентильатора

$$z_v = \frac{L_{\text{в I}}^* + m L_{\text{в II}}^*}{(1+m) U_{\text{вх в}}^2 H_v} = \frac{40,48 + 6,1 \cdot 44,37}{(1+6,1) \cdot 394^2 \cdot 0,25} = 1,107. \quad (1.44)$$

С помощью зависимостей, приведенных на рис. 1.9 [15, 4] для одноступенчатых вентильаторов, оценивается оптимальность полученной окружной скорости с точки зрения получения наибольших значений КПД вентильатора. Оптимальность окружной скорости вентильатора может быть достигнута либо коррекцией окружной скорости (а следовательно и коэффициента нагруженности $Y_{\text{ТНД}}^*$) турбины НД, либо коррекцией среднего диаметра турбины, либо коррекцией диаметра вентильатора $D_{\text{вх в}}$ за счет изменения $d_{\text{вх в}}$ и $C_{a \text{ вх в}}$.

Для рассмотренного примера имеем при

$$\pi_{\text{в II}}^* = 1,68 \quad U_{\text{вх в пр опт}} \approx 440 \dots 450 \text{ м/с},$$

что соответствует $U_{\text{вх в}} = U_{\text{вх в пр}} \sqrt{\frac{T_{\text{вх}}^*}{288,15}} = 405 \dots 414 \text{ м/с}$.

Проведем коррекцию окружной скорости вентильатора за счет изменения окружной скорости и коэффициента нагрузки турбины НД. Выберем в качестве оптимальной величину $U_{\text{вх в}} = 405 \text{ м/с}$.

Тогда

$$U_{\text{т НД (i+1)}} = U_{\text{т НД i}} \left(\frac{U_{\text{в (i+1)}}}{U_{\text{в i}}} \right) = 182,1 \frac{405}{394} = 187,4 \text{ м/с};$$

$$Y_{\text{ТНД (i+1)}}^* = \frac{U}{C_s} = Y_{\text{ТНД i}}^* \left(\frac{U_{\text{в (i+1)}}}{U_{\text{в i}}} \right) = 0,5 \frac{405}{394} = 0,514;$$

$$n_{\text{НД (i+1)}} = n_{\text{НД i}} \left(\frac{U_{\text{в (i+1)}}}{U_{\text{в i}}} \right) = 4964 \frac{405}{394} = 5102 \text{ мин}^{-1}.$$

Допустимым для турбин НД является $Y_{\text{ТНД}}^* = 0,46 \dots 0,58$ [4].

Для многоступенчатых вентиляторов оптимальность выбранной окружной скорости может быть оценена в первом приближении по рис. 1.5.

Определяются приведенные значения окружной скорости, частоты вращения и расхода воздуха, необходимые для последующего проектирования вентилятора:

$$\begin{aligned}
 U_{\text{вх в пр}} &= U_{\text{вх в}} \sqrt{\frac{288,15}{T_{\text{вх}}^*}} \approx 405 \sqrt{\frac{288,15}{244,6}} = 440 \text{ м/с;} \\
 n_{\text{пр}} &= n_{\text{вх в}} \sqrt{\frac{288,15}{T_{\text{вх}}^*}} = 5102 \sqrt{\frac{288,15}{244,6}} = 5538 \text{ мин}^{-1}; \\
 G_{\text{в пр}} &= G_{\text{в в}} \sqrt{\frac{T_{\text{вх}}^*}{288,15}} \cdot \frac{101,33}{P_{\text{вх}}^*} = 341,4 \text{ кг/с.} \quad (1.45)
 \end{aligned}$$

Проверяется аэродинамическое ограничение, например, $U_{\text{вх в пр}} \leq 450 \dots 550$ м/с. (Аэродинамическое ограничение в данном случае определяет допустимый уровень КПД). Если это ограничение не выполняется, то следует уменьшить величину $U_{\text{вх в}}$ и уточнить число ступеней вентилятора.

25. При наличии подпорных ступеней определяют площадь кольцевого сечения на выходе из подпорных ступеней:

$$F_{\text{вых пс}} = \frac{G_{\text{в в}} \sqrt{T_{\text{к пс}}^*}}{10,4 P_{\text{к пс}}^* q(\lambda_{\text{вых пс}}) \sin \alpha_{\text{вых пс}} K_G}, \quad (1.46)$$

где обычно $\alpha_{\text{вых пс}} = 90^\circ$; $K_G = 0,97 \dots 0,98$;

$$C_{a \text{ вых пс}} = C_{a \text{ вых в}}, \quad (1.47)$$

откуда $\lambda_{\text{вых пс}} = \lambda_{\text{с вых в}} \sqrt{T_{\text{в в}}^* / T_{\text{к пс}}^*}$.

Наружный диаметр на выходе из подпорных ступеней находят по формуле

$$D_{\text{вых пс}} = \sqrt{D_{\text{вых вт пс}}^2 + 4 F_{\text{вых пс}} / \pi}, \quad (1.48)$$

где величину $D_{\text{вых вт пс}}$ принимают на основе конструктивных соображений (например, $D_{\text{вых вт пс}} = D_{\text{вых вт в}}$) или по выбранному прототипу (см. табл. III).

Величину средней окружной скорости всех подпорных ступеней вычисляют из соотношения

$$U_{\text{п ср}} = U_{\text{в ср}} \frac{D_{\text{п ср}}}{D_{\text{в ср}}},$$

где средний для всех подпорных ступеней диаметр

$$D_{\text{п ср}} = \frac{D_{\text{вх ср}} + D_{\text{вых ср}}}{2}$$

Задаваясь величиной коэффициента напора на среднем диаметре подпорных ступеней $\bar{H}_{п\text{ ср}} \approx 0,2...0,3$ (см. рис. П4), производят оценку числа подпорных ступеней:

$$z_{пс} = \frac{L_{п}^*}{H_{п\text{ ср}} \cdot U_{п\text{ ср}}^2} = \frac{l_{кНД}^* - L_{вI}^*}{\bar{H}_{п\text{ ср}} \cdot U_{п\text{ ср}}^2} \quad (1.49)$$

В дальнейшем при газодинамическом проектировании компрессора величина $z_{пс}$ уточняется на основе выбранного распределения коэффициентов напора, величины окружной скорости и окончательной формы проточной части.

1.3.2. Расчет диаметральных размеров турбины НД

26. Задаваясь величиной $D_{ср}/h_{т\text{ вых}} = 3...6$ для последней ступени турбины НД, оценивают максимальную величину параметра напряжений для лопатки последней ступени. Для этого величину $U_{т\text{ ср}}$ берут для взлетного (максимального) режима (см. табл. 1.1), а в случае коррекции окружной скорости турбины НД (см. п. 24), корректируют в таком же соотношении ее окружную скорость на взлетном режиме:

$$U_{т\text{ ср взл } i+1} = \left(\frac{U_{тНД i+1}}{U_{тНД i}} \right) U_{тНД\text{ взл } i} = \frac{187,2}{182,1} \cdot 187,9 = 193,2 \text{ м/с};$$

$$F_{тНД} = \frac{U_{т\text{ ср взл}}^2}{D_{ср}/h_{т\text{ вых}}} = \frac{193,2^2}{4} = 9,33 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2, \quad (1.50)$$

что согласно (1.2) соответствует $\sigma_p = 2 \cdot 9,33 \cdot 10^3 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 0,6 = 89,57 \text{ МПа}$.

Для сохранения напряжений в лопатке на допустимом уровне обычно рекомендуется выбирать значения $\epsilon_{тНД} \leq (13...17) \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$ (для последних ступеней турбин НД допускают $\epsilon_{тНД\text{ max}} = (23...28) \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$).

Если это условие выполняется, то параметры турбины НД и вентилятора по прочности считают согласованными. Если это условие не выполняется, то выбирают другую величину $D_{ср}/h_{т\text{ вых}}$. Следует иметь в виду, что реализованные величины $D_{ср}/h_{т\text{ вых}}$ в последних ступенях турбин НД существующих ТРДД колеблются в пределах $D_{ср}/h_{т\text{ вых}} = 3...7,5$ (минимально допустимая величина $D_{ср}/h_{т\text{ вых}}$ по конструктивным соображениям должна быть более 2,7). При этом значения $D_{ср}/h_{т\text{ вых}} = 6...7,5$, приводящие к заметному увеличению массы турбины, применяют, как правило, только на ТРДД небольших размеров, что определяется особенностями их конструкции.

27. Выбирая форму проточной части турбины НД на основе анализа конструктивных схем современных и перспективных

двигателей (см. табл. П1), а также прототипа и рекомендаций, приведенных в п. 9, и принимая кольцевую площадь на выходе из турбины ВД (см. п. 7) равной кольцевой площади на входе в турбину НД ($F_{\text{вх тНД}} = F_{\text{вых тВД}}$), определяют высоты лопаток и диаметры на входе в турбину НД и выходе из нее:

а) при $D_{\text{ср}} = \text{const}$ (величина $D_{\text{тНД ср}}$ определена в п. 24)

$$h_{\text{вх}} = \frac{F_{\text{вх}}}{\pi D_{\text{ср}}} = \frac{0,1463}{3,14 \cdot 0,701} = 0,0665 \text{ м}; \quad (1.51)$$

$$D_{\text{вх вт}} = D_{\text{ср}} - h_{\text{вх}} = 0,701 - 0,0665 = 0,6345 \text{ м}; \quad (1.52)$$

$$D_{\text{вх т}} = D_{\text{ср}} + h_{\text{вх}} = 0,701 + 0,0665 = 0,7675 \text{ м}; \quad (1.53)$$

$$h_{\text{вых}} = \frac{D_{\text{ср}}}{(D_{\text{ср}}/h_{\text{т вых}})} = \frac{0,701}{4} = 0,1752 \text{ м}; \quad (1.54)$$

$$D_{\text{вых вт}} = D_{\text{ср}} - h_{\text{вых}} = 0,701 - 0,1752 = 0,5258 \text{ м}; \quad (1.55)$$

$$D_{\text{вых т}} = D_{\text{ср}} + h_{\text{вых}} = 0,701 + 0,1752 = 0,8762 \text{ м}; \quad (1.56)$$

б) при $D_{\text{т}} = \text{const}$ величину $D_{\text{т}}$ определяют из условия обеспечения заданного среднего диаметра турбины в целом и выбранной величины $D_{\text{ср}}/h_{\text{т вых}}$ по формуле

$$D_{\text{т}} = \frac{B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}, \quad (1.57)$$

где $A = (2 + \bar{a}_{\text{т вых}})^2 - 1$; $\bar{a}_{\text{т вых}} = \frac{D_{\text{ср}}/h_{\text{т вых}} - 1}{D_{\text{ср}}/h_{\text{т вых}} + 1}$;

$$B = 8 D_{\text{тНД ср}} (2 + \bar{a}_{\text{т вых}});$$

$$C = 16 D_{\text{тНД ср}}^2 + \frac{4 F_{\text{вх}}}{\pi}.$$

Диаметр втулки на выходе из турбины вычисляется по формуле

$$D_{\text{вых вт}} = D_{\text{т}} \frac{D_{\text{ср}}/h_{\text{т вых}} - 1}{D_{\text{ср}}/h_{\text{т вых}} + 1} = D_{\text{т}} \cdot \bar{a}_{\text{т вых}}, \quad (1.58)$$

а высота лопатки $h_{\text{т вых}}$ по формуле, аналогичной (1.33). Высота лопатки на входе в турбину $h_{\text{т вх}}$ определяется по формуле (1.14). При этом

$$D_{\text{вх вт}} = D_{\text{т}} - 2 h_{\text{т вх}}; \quad (1.59)$$

в) при $D_{\text{вт}} = \text{const}$ величина $D_{\text{вт}}$ определяется по формуле (1.57), где в этом случае

$$A = (2 + 1/\bar{a}_{\text{т вых}})^2 - 1;$$

$$B = 8 D_{\text{тНД ср}} (2 + 1/\bar{a}_{\text{т вых}});$$

$$C = 16 D_{\text{Т НД ср}} \frac{4 F_{\text{ВХ}}}{\pi}$$

Наружный диаметр на выходе из турбины $D_{\text{ВЫХ Т}}$ и высота лопатки $h_{\text{Т ВЫХ}}$ вычисляются на основе формул (1.58) и (1.59). Высота лопатки на входе в турбину $h_{\text{Т ВХ}}$ определяется по формуле (1.15), а наружный диаметр $D_{\text{ВХ Т}}$ — на основе формулы (1.59).

28. По уравнению расхода проверяют величину приведенной скорости на выходе из турбины НД:

$$\eta(\lambda_{\text{ВЫХ}}) = \frac{G_{\text{Т НД}} \sqrt{T_{\text{Т}}^*}}{39,7 P_{\text{Т}}^* F_{\text{ВЫХ}} \sin \alpha_{\text{ВЫХ}}}, \quad (1.60)$$

где $F_{\text{ВЫХ}} = \pi D_{\text{ВЫХ ср}} h_{\text{Т ВЫХ}}$, $\alpha_{\text{ВЫХ}} = 85 \dots 90^\circ$.

Так, например, в случае $D_{\text{ср}} = \text{const}$ имеем

$$F_{\text{ВЫХ}} = 3,14 \cdot 0,701 \cdot 0,1752 = 0,3858 \text{ м}^2.$$

В этом случае при $\alpha_{\text{ВЫХ}} = 90^\circ$ получим

$$\eta(\lambda_{\text{ВЫХ}}) = \frac{18,02 \sqrt{780,5}}{39,7 \cdot 55,79 \cdot 0,3858} = 0,591, \quad \text{откуда } \lambda_{\text{ВЫХ}} = 0,40.$$

Рекомендуется иметь $\lambda_{\text{ВЫХ}} = 0,35 \dots 0,6$.

В случаях, когда $\lambda_{\text{ВЫХ}}$ получается более 0,6, необходимо уменьшить величину $D_{\text{ср}}/h_{\text{Т ВЫХ}}$. При наличии форсажной камеры для уменьшения гидравлических потерь в ее диффузоре желательно обеспечить минимальные (из указанного диапазона) значения $\lambda_{\text{ВЫХ}}$.

На этом согласование конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора и турбовентилятора может считаться в первом приближении законченным. Следующим этапом является расчет и построение проточных частей компрессора и турбины (см. разд. 1.5 и 1.6).

1.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТРЕХВАЛЬНЫХ ТРДД И ТРДДФ

1.4.1. ТРДД для дозвуковых самолетов

Применение трехвальной схемы ТРДД по сравнению с двухвальной позволяет сократить число ступеней компрессора и турбины, улучшить газодинамические характеристики компрессора внутреннего контура и избежать регулирования его элементов.

Исходные данные для расчета проточной части турбокомпрессора трехвального ТРДД для ДПС соответствуют табл. 1.1, в которую дополнительно включаются аналогичные параметры для каскада среднего давления. Схема проточной части трехвального ТРДД приводится на рис. 1.10.

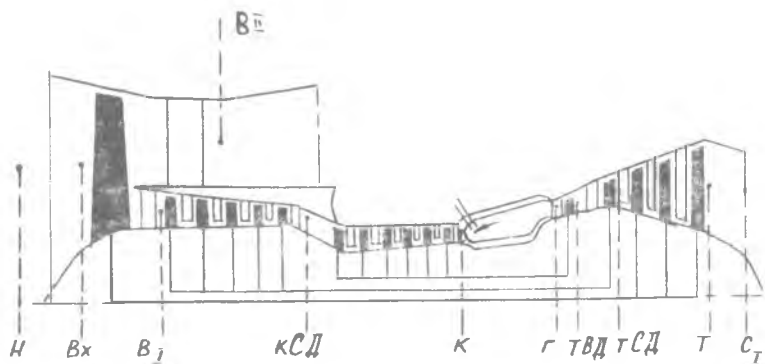


Рис. 1.10. Схема типичной проточной части трехвального ТРДД

В случае трехвального ТРДД вначале производят расчет и согласование конструктивно-геометрических параметров компрессора и турбины каскада ВД и турбоventильатора в соответствии с методикой и рекомендациями разд. 1.2 и 1.3. При этом следует иметь в виду, что компрессор низкого давления трехвальных ТРДД обычно выполняется без подпорных ступеней, а турбину ВД трехвальных ТРДД (как и турбину СД) обычно выполняют одноступенчатой.

Расчет основных параметров турбины СД ведется по методике разд. 1.2.1. При расчете каскада СД используются все расчетные зависимости для каскада ВД, в которые подставляют соответствующие параметры компрессора и турбины СД. Основные особенности расчета параметров турбин СД и НД у трехвальных ТРДД заключаются в следующем.

Кольцевая площадь на входе в сопловой аппарат турбины СД принимается равной кольцевой площади на выходе из рабочего колеса турбины ВД, $F_{\text{вх тСД}} = F_{\text{вых тВД}}$ (а не рассчитывается по формуле (1.7), как в п. 6, разд. 1.2).

Кольцевую площадь на выходе из турбины СД $F_{\text{вых тСД}}$ можно определить по формуле, аналогичной (1.8):

$$F_{\text{вых тСД}} = \frac{G_{\text{тСД}} \sqrt{T_{\text{тСД}}^*}}{39,7 \cdot P_{\text{тСД}}^* \sigma(\lambda_{\text{о вых}})}$$

$$\lambda_{0 \text{ Вых}} = \frac{C_{0 \text{ Вых ТСД}}}{18,1 \sqrt{T_{\text{ТСД}}^*}}; \quad C_{0 \text{ Вых ТСД}} = C_{0 \text{ Вых ТВД}} \left(\frac{C_{0 \text{ Вых}}}{C_{0 \text{ Вх}}} \right)_{\text{ТСД}};$$

$$\left(\frac{C_{0 \text{ Вых}}}{C_{0 \text{ Вх}}} \right)_{\text{ТСД}} \approx 1,0 \dots 1,15.$$

В п. 27 разд. 1.3 кольцевую площадь на входе в турбину НД ($F_{\text{вх ТНД}}$) принимают равной площади на выходе из турбины СД ($F_{\text{вых ТСД}}$).

Расчет и согласование с турбиной конструктивно-геометрических параметров компрессора СД ведется следующим образом.

1. Кольцевая площадь на выходе из компрессора СД принимается равной ранее рассчитанной кольцевой площади на входе в компрессор ВД (см. п. 11), т. е. $F_{\text{вых КСД}} = F_{\text{вх КВД}}$.

2. Кольцевую площадь на входе в компрессор СД вычисляют по формуле

$$F_{\text{вх КСД}} = \frac{G_{\text{В1}} \sqrt{T_{\text{В1}}^*}}{10,4 P_{\text{В1}}^* q(\lambda_{\text{Вх СД}}) \cdot \sin \alpha_{\text{Вх СД}} K_G},$$

где принимают $\lambda_{\text{Вх СД}} \cong \frac{C_{0 \text{ Вых В1}}}{18,3 \sqrt{T_{\text{В1}}^*} \cdot \sin \alpha}$ из условия равенства скоростей на выходе из вентилятора и на входе в компрессор СД. При этом $\alpha_{\text{Вх СД}} = 70 \dots 90^\circ$, $K_G = 0,97 \dots 0,985$.

3. Выбирая форму проточной части (см. табл. III), рассчитывают диаметральные размеры компрессора СД.

Чаще всего расчет диаметров компрессора СД ведут, исходя из известного диаметра втулки на выходе из вентилятора. Так, например, принимая $D_{\text{вх вт КСД}} = D_{\text{вых вт в}}$, определяют для компрессора СД высоты лопаток $h_{\text{вх}}$ и $h_{\text{вых}}$ в сечениях $F_{\text{вх}}$ и $F_{\text{вых}}$ по формуле (1.15) и диаметры $D_{\text{вх ср}}$, $D_{\text{вых ср}}$, $D_{\text{вых к}}$, $D_{\text{вх к}}$ по формулам

$$D_{\text{ср}} = F/\pi h; \quad D_{\text{к}} = D_{\text{ср}} + h.$$

1.4.2. ТРДДФ для сверхзвуковых самолетов

Двухконтурные двигатели с форсажной камерой обычно применяются на сверхзвуковых самолетах и выполняются чаще всего со смешением потоков.

Схема проточной части ТРДДФ представлена на рис. 1.11.

Расчет и согласование конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора ТРДДФ как двухвальной, так и трехвальной схем производится по методике, описанной в разд. 1.2 и 1.3. При этом учитываются следующие особенности.

1. В связи с тем, что проектным для турбокомпрессора ТРДДФ обычно является максимальный режим, максимальная

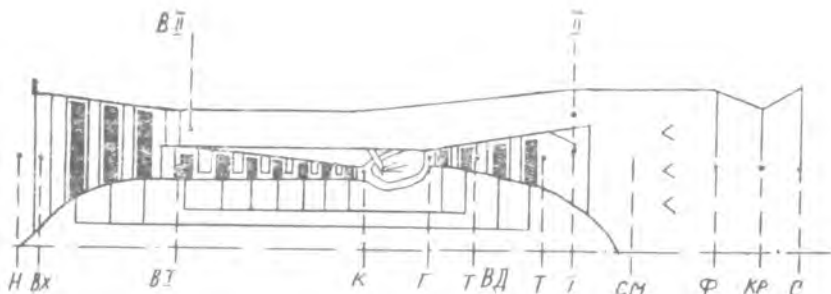


Рис. 1.11. Схема типичной проточной части двухвального ТРДДФ

температура газа на рабочих лопатках первой ступени турбины ВД $T_{w \max}^*$ определяется сразу по формуле (1.1), а не с помощью формулы (1.6), как в рассмотренном примере для дозвукового ТРДД. Поэтому в исходных данных (табл. 1.1) не требуется приводить параметры, указанные в скобках.

2. У ТРДД для сверхзвукового ЛА, в отличие от ТРДД для ДПС, степень двухконтурности изменяется в эксплуатационном диапазоне скоростей более существенно, поэтому для них предпочтительнее выбор размещения входной кромки разделителя внутреннего и наружного контуров за направляющим аппаратом вентилятора, а не за рабочим колесом.

3. В связи с тем, что у таких ТРДД чаще всего применяется смещение потоков внутреннего и наружного контуров, в исходные данные (табл. 1.1) добавляется величина выбранной скорости на входе в камеру смещения λ_1 , определяющая режим смещения и влияющая на выбор величины скорости на выходе из турбины НД (см. п. 26).

В случае трехвальных ТРДДФ дополнительно учитываются особенности расчета проточной части, изложенные в разд. 1.4.1.

1.5. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ МЕРИДИОНАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА

Построение основывают на известных величинах диаметров и площадей для первой и последней ступеней компрессора. Площади проточной части на входе в промежуточные ступени определяются на основе графика рис. П5 ($\Delta \bar{F}_k = f(\bar{N}_k)$), отражающего типовое распределение работ, КПД ступеней и осевой скорости потока по ступеням компрессора [5]:

$$F_{\text{вх}i} = \Delta F_{ki} (F_{\text{вх}} - F_{\text{вых}}) + F_{\text{вых}}. \quad (1.61)$$

Зная площадь на входе в i -тую ступень $F_{вхi}$ и форму проточной части компрессора, задаваемую, например, постоянством одного из характерных диаметров D_k , $D_{ср}$, $D_{вт}$, определяют недостающие параметры, используя при этом следующие элементарные геометрические соотношения

$$F = \pi/4(D_k^2 - D_{вт}^2);$$

$$F = \pi D_{ср} h; \quad (1.62)$$

$$h = \frac{D_k - D_{вт}}{2}. \quad (1.63)$$

В некоторых случаях применяется комбинированная форма проточной части компрессора с целью ее оптимизации. В этих случаях прорисовывается контур одной из оболочек проточной части (внутренней или наружной) и на основе формул (1.62), (1.63) определяется положение контура второй оболочки.

Зная диаметры и высоты лопаток входной, выходной и двух-трех промежуточных ступеней, можно вычертить меридиональное сечение проточной части компрессора.

При вычерчивании проточной части компрессоров необходимо учитывать следующие рекомендации.

Удлинения рабочих лопаток $\bar{h}_s = h/s$ венцов компрессора у втулки чаще всего принимаются равными:

для первой дозвуковой ступени $\bar{h}_s = 3...4,5$;

для первой трансзвуковой ступени $\bar{h}_s = 2,5...3,5$;

для первой сверхзвуковой ступени $\bar{h}_s = 1,7...2,5$;

для последней ступени $\bar{h}_s = 1,5...2,5$.

Удлинение лопаток выходного направляющего аппарата компрессора, являющегося обычно силовым элементом конструкции, составляет $\bar{h}_s = 0,7...1,5$.

Удлинение лопатки входного направляющего аппарата составляет $\bar{h}_s = 4...4,5$, а при поворотных лопатках ВНА — $\bar{h}_s = 2...3,5$ [5, 15].

Ширина лопаточного венца РК у втулки определяется по формуле

$$S_{вм РК} = h_{РК} / \bar{h}_s. \quad (1.64)$$

Ширина венца лопаток НА компрессора у втулки

$$S_{вм НА} = (0,8...0,85) S_{вм РК}.$$

Радиальный зазор между лопатками рабочего колеса и статором выбирается в диапазоне $\Delta_r = (0,005...0,015) h_{РК}$.

Осевой зазор между венцами рабочих колес и направляю-

щих аппаратов обычно составляет $\Delta_s = (0,2 \dots 0,3) S_{\text{ПК вт}}^*$).

Осевой зазор между носком разделителя потоков наружного и внутреннего контурови РК обычно составляет $(0,25 \dots 0,5) S_{\text{вн РК}}$, а его относительная толщина в области НА обычно не превышает $(0,07 \dots 0,1) h_{\text{вых}}$.

При прорисовке проточной части компрессора вначале производят разметку ширины венцов и межвенцовых зазоров, используя в качестве базы тот диаметр, который принят постоянным. Для этого на основе изложенных выше рекомендаций предварительно строят зависимости

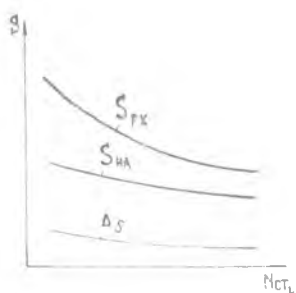


Рис. 1.12. Зависимость ширины лопаточных венцов РК, НА и осевых зазоров от порядкового номера ступени компрессора

ширины лопаточных венцов РК ($S_{\text{ПК}}$), лопаточных венцов НА ($S_{\text{НА}}$) и осевых зазоров Δ_s от порядкового номера ступени компрессора ($N_{\text{ст } i}$) (рис. 1.12). Затем наносят диаметры в сечениях на входе в компрессор и выбранные промежуточные ступени, а также в сечении на выходе из компрессора. В случае одноступенчатого вентилятора с разделением потоков за РК для построения требуется также определить величины $D_{\text{раз I}}$, $h_{\text{раз I}}$, $h_{\text{вых I}}$ и $h_{\text{вых II}}$. Осевые размеры и

форма переходных каналов между каскадами компрессоров выбираются исходя из обеспечения плавности формы проточной части компрессора. Ориентировочно длина переходного канала между компрессорами НД и ВД может быть определена по формуле, рекомендуемой ЦИАМ:

$$l_{\text{п}} = (D_{\text{вых вт}})_{\text{КВД}} \{0,725 (1 - \bar{D}_{\text{вн}}) + 0,185\},$$

где $\bar{D}_{\text{вн}} = \frac{(D_{\text{вх вт}})_{\text{КВД}}}{(D_{\text{вых вт}})_{\text{КВД}}}$.

Результаты расчета проточной части компрессора ГРДД, соответствующего исходным данным табл. 1.1, представлены в табл. 1.2. По данным табл. 1.2 на рис. 1.13 в качестве примера построен меридиональный профиль проточной части компрессора этого двигателя.

*) Для снижения шума вентилятора применяют повышенные зазоры $\Delta_s = (0,6 \dots 1,5) S_{\text{вн РК}}$.

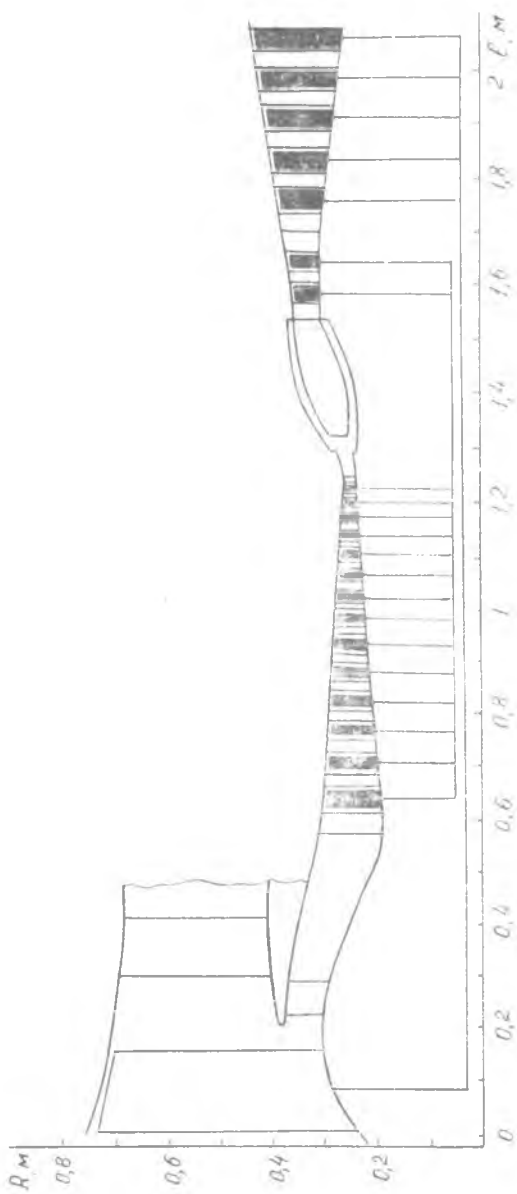


Рис. 113 Меридиональный профиль лопатки турбокомпрессора двухлопастного ТР₂ЛД

Вентилятор ($D_{cp} = \text{const}$)	
Параметр	Значение
D_{cp} , м	1,001
$D_{вх\text{ втп}}$, м	0,485
$D_{вх\text{ в}}$, м	1,516
$S_{рк}$, м	0,160
Δ_{sI} , м	0,070
Δ_{sII} , м	0,150
$S_{НА}$, м	0,130
$D_{вых\text{ втп}}$, м	0,586
$D_{вых\text{ в}}$, м	1,397
$b_{разд}$, м	0,027
$h_{вых\text{ I}}$, м	0,082
$h_{вых\text{ II}}$, м	0,2965
$D_{разд}$, м	0,777

Компрессор ВД ($D_{cp} = \text{const}$)		
Номер ступени	Параметр	Значение
I	D_{cp} , м	0,497
	$D_{вх\text{ втп}}$, м	0,386
	$D_{вх\text{ к}}$, м	0,608
	$S_{рк}$, м	0,032
	Δ_s , м	0,010
	$S_{НА}$, м	0,027
II	$D_{вх\text{ втп}}$, м	0,4253
	$D_{вх\text{ к}}$, м	0,5687
	$S_{рк}$, м	0,025
	Δ_s , м	0,005
	S_{IIA} , м	0,021
X	$D_{вх\text{ втп}}$, м	0,4595
	$D_{вх\text{ к}}$, м	0,5345
	$S_{рк}$, м	0,016
	Δ_s , м	0,003
	$S_{НА}$, м	0,012
XIV	$D_{вх\text{ втп}}$, м	0,4760
	$D_{вх\text{ к}}$, м	0,5180
	$S_{рк}$, м	0,010
	Δ_s , м	0,003
	$S_{НА}$, м	0,008

1.6. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ МЕРИДИОНАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Как и у компрессора, построение основывается на известных величинах диаметров и площадей на входе и выходе турбины. Площади кольцевых сечений на выходе из промежуточных ступеней турбины определяются по формуле

$$F_{\text{вых } i} = F_{\text{т вх}} + \Delta \bar{F}_{\text{т } i} (F_{\text{т вх}} - F_{\text{т вх}}), \quad (1.65)$$

где величина $\Delta \bar{F}_{\text{т } i}$ находится по соответствующему графику (рис. П6).

Диаметры втулки и длины лопаток на выходе из промежуточных ступеней турбины определяются по формулам (1.51)... (1.59).

При вычерчивании проточной части турбины необходимо учитывать следующие рекомендации.

Ширину венцов лопаток первой и последней ступеней турбины определяют из соотношения

$$S_{\text{вн } i} = K D_{\text{ср } i}, \quad (1.66)$$

где $K = 0,055 \dots 0,065$ — для сопловых лопаток ;

$K = 0,04 \dots 0,05$ — для рабочих лопаток*) [7].

Большие значения коэффициента K относятся к первым охлаждаемым ступеням турбины, меньшие — к последним не охлаждаемым. Осевой зазор между лопаточными венцами обычно выбирается в пределах

$$\Delta_s = (0,25 \dots 0,3) S_{\text{вн рк}} \quad (1.67)$$

или

$$\Delta_s = (0,05 \dots 0,1) h_{\text{л}}.$$

Радиальный зазор в турбине обычно составляет $\Delta_r = 0,8 \dots 1,5$ мм. Угол раскрытия проточной части γ не должен превышать $15 \dots 20^\circ$:

$$\gamma = \arctg \left(\frac{h_{\text{т вх}} + \Delta_r \text{ вх} - h_{\text{т вх}}}{2l} \right) \text{ при } D_{\text{ср}} = \text{const}; \quad (1.68)$$

$$\gamma = \arctg \left(\frac{h_{\text{т вх}} + \Delta_r \text{ вх} - h_{\text{т вх}}}{l} \right) \text{ при } D_{\text{вн}} = \text{const}, D_{\text{т}} = \text{const},$$

$$\text{где } l = \sum_{i=1}^z S_{\text{ср } i} + \sum_{i=1}^z S_{\text{рк } i} + \sum_{i=1}^{2z-1} \Delta_{\text{ср } i}.$$

На основе полученных диаметральных и осевых размеров (см. табл. 1.3) вычерчивается эскиз меридионального сечения проточной части турбины ТРДД (рис. 1.13). При прорисовке проточной части турбины вначале производят разметку ширины венцов и межвенцовых зазоров на том диаметре ($D_{\text{ср}}$, $D_{\text{вн}}$ или $D_{\text{т}}$), который является неизменным для всех ступеней. Для этого, как и в случае компрессора, предварительно строят вспомогательные зависимости ширины лопаточного венца РК ($S_{\text{рк}}$), лопаточного венца СА ($S_{\text{ср}}$) и осевых зазоров (Δ_s) от порядкового номера ступени турбины.

*) У малоразмерных ГТД величины K могут быть в 1,4...1,7 раза большими.

Таблица 1.3

Турбина ВД ($D_{вп} = \text{const}$)		
Номер ступени	Параметр	Значение
I	$D_{вх\text{ вт}}, \text{ м}$	0,6216
	$D_{вх\text{ т}}, \text{ м}$	0,6860
	$S_{СА}, \text{ м}$	0,030
	$\Lambda_{S}, \text{ м}$	0,008
	$S_{РК}, \text{ м}$	0,022
	$D_{вых\text{ вт}}, \text{ м}$	0,6216
	$D_{вых\text{ т}}, \text{ м}$	0,7222
II	$S_{СА}, \text{ м}$	0,035
	$\Lambda_{S}, \text{ м}$	0,008
	$S_{РК}, \text{ м}$	0,027
	$D_{вых\text{ вт}}, \text{ м}$	0,6216
	$D_{вых\text{ т}}, \text{ м}$	0,7568

Турбина НД ($D_{ср} = \text{const}$)		
Номер ступени	Параметр	Значение
I	$D_{ср}, \text{ м}$	0,7010
	$D_{вх\text{ вт}}, \text{ м}$	0,6345
	$D_{вх\text{ т}}, \text{ м}$	0,7675
	$S_{СА}, \text{ м}$	0,040
	$\Lambda_{S}, \text{ м}$	0,008
	$S_{РК}, \text{ м}$	0,028
	$D_{вых\text{ вт}}, \text{ м}$	0,6192
	$D_{вых\text{ т}}, \text{ м}$	0,7828
II	$D_{вых\text{ вт}}, \text{ м}$	0,5659
	$D_{вых\text{ т}}, \text{ м}$	0,8361
	$S_{СА}, \text{ м}$	0,040
	$\Lambda_{S}, \text{ м}$	0,008
	$S_{РК}, \text{ м}$	0,028
V	$S_{СА}, \text{ м}$	0,040
	$\Lambda_{S}, \text{ м}$	0,008
	$S_{РК}, \text{ м}$	0,028
	$D_{вых\text{ вт}}, \text{ м}$	0,5258
	$D_{вых\text{ т}}, \text{ м}$	0,8762

Затем наносят величины диаметров на входе, выходе турбины и в рассчитанных промежуточных ступенях. Форма и размеры переходных каналов между каскадами турбины выбираются из условия обеспечения плавности форм проточной части турбины в целом.

На заключительном этапе, сопоставляя полученные проточные части турбовентилятора и газогенератора, определяют необходимость их коррекции в целях сокращения числа ступеней, а также для уменьшения разницы диаметров втулки на выходе из вентилятора и входе в компрессор газогенератора, различий средних диаметров турбин, сокращения длин переходных каналов.

Выбор окончательного варианта облика турбокомпрессора осуществляется на основе оценки с помощью УИ САПР массы и габаритов рассматриваемых вариантов турбокомпрессора.

2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА У РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ГТД

2.1. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И СОГЛАСОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ ОДНОВАЛЬНОГО ТРД

Необходимые исходные данные для расчета проточной части турбокомпрессора одновального ТРД, схема которого показана на рис. 2.1, приводятся в табл. 2.1.

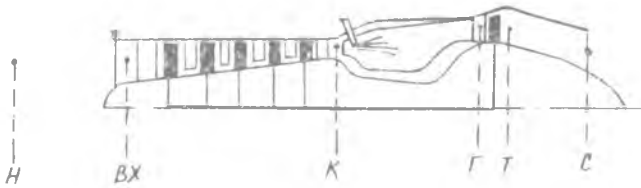


Рис. 2.1. Схема типичной проточной части одновального ТРД

Важным отличием расчета турбокомпрессора одновального ТРД является то, что величины $U_{Т ср}$ и z_T первого приближения после термодинамического расчета двигателя еще неизвестны, так как при расчете одновального ГТД нет необходимости распределять работу сжатия между каскадами компрессора. Поэтому первым этапом расчета основных параметров турбокомпрессора ТРД является определение величин $U_{Т ср}$ и z_T . Эти величины могут быть определены с помощью уравнения баланса мощности компрессора и турбины, которое можно записать в следующем виде [9]:

Таблица 2.1

Компрессор	Турбина
$P_{ВХ}^*$, кПа	T_1^* , К
$T_{вк}^*$, К	P_T^* , кПа
P_K^* , кПа	G_T , кг/с
T_K^* , К	T_T^* , К
G_B , кг/с	P_T^* , кПа
η_K^*	L_T^* , кДж/кг
	η_T^*
	t , час

$$\left(\frac{z_T U_{Т ср}^2}{2 Y_T^{*2}} \right) \eta_T^* \eta_m G_1 = c_p T_{ВХ}^* (\pi_K^{0,286} - 1) \frac{1}{\eta_p^*} \quad (2.1)$$

где $\frac{z_T U_{Т ср}^2}{2 Y_T^{*2}} = L_{Т ср}^*$; $G_T = \frac{G_1}{G_B}$

Задаваясь в случае охлаждаемой турбины оптимальным значением параметра нагруженности $Y_T^* = 0,48 \dots 0,50$ или в случае неохлаждаемой турбины $Y_T^* = 0,52 \dots 0,56$ и принимая величину z_T по прототипу (либо $z_T \geq 1$), определяем, основываясь на выражении (2.1), величину $U_{T\text{ ср}}$:

$$U_{T\text{ ср}} = Y_T^* \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 L_T^*}{z_T \cdot \eta_T^*}} \quad (2.2)$$

Если $U_{T\text{ ср}}$ получается больше 520...550 м/с, то следует уменьшить величину параметра нагруженности Y_T^* либо увеличить z_T . Основные конструктивно-геометрические параметры турбокомпрессора ТРД определяются в соответствии с методикой расчета каскада высокого давления турбокомпрессора ТРДД (разд. 1.2). При этом, если ТРД предназначается для дозвукового ЛА, то необходимо вычислить не только значение $U_{T\text{ ср}}$ по формуле (2.2) для расчетных условий полета, но также величину $U_{T\text{ ср взл}} = U_{T\text{ ср кр}} \frac{v_{T\text{ взл}}}{h_{T\text{ кр}}}$ (по результатам расчета взлетного режима).

При определении конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора необходимо учесть следующие особенности ТРД.

1. При выборе величины параметра напряжений для лопаток первой ступени турбины следует иметь в виду, что величина $(D_{\text{ср}}/h_{T\text{ вых}})$ у современных ТРД обычно находится в пределах $(D_{\text{ср}}/h_{T\text{ вых}}) = 6 \dots 8$ у 2-ступенчатых турбин и $(D_{\text{ср}}/h_{T\text{ вых}}) = 8 \dots 10$ — у 3-ступенчатых турбин.

2. Для определения кольцевой площади на выходе из турбины принимают $\lambda_{\text{вых}} = 0,4 \dots 0,6$. При этом относительная высота лопаток в этом сечении у выполненных ТРД соответствует $(D_{\text{ср}}/h_{T\text{ вых}}) = 3 \dots 6$.

3. Относительный диаметр втулки на входе в компрессор обычно составляет $\bar{d}_{\text{вх}} = 0,3 \dots 0,5$. Большие значения $\bar{d}_{\text{вх}}$ выбираются для малоразмерных двигателей. Кроме того, при расходе воздуха через двигатель $G_{\text{в}} \leq 20$ кг/с величину осевой скорости на входе в компрессор следует выбирать в пределах $C_{a\text{ вх пр}} = 160 \dots 180$ м/с.

Расчет и построение меридионального сечения проточной части компрессора и турбины ТРД выполняют в соответствии с указаниями разд. 1.5 и 1.6.

2.2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И СОГЛАСОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ ДВУХВАЛЬНОГО ТРД

Исходные данные для расчета проточной части турбокомпрессора двухвального ТРД, схема которого показана на рис. 2.2, приведены в табл. 2.2.

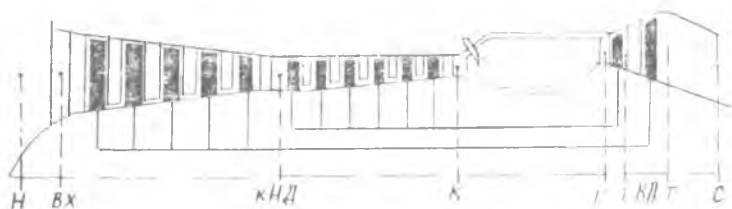


Рис. 2.2. Схема типичной проточной части двухвального ТРД

Таблица 2.2

Компрессор	Турбина ВД	Турбина НД
$P_{ВХ}^*$, кПа	$T_{Г}^*$, К	$T_{Т}^*$, К
$T_{ВХ}^*$, К	$P_{Г}^*$, кПа	$P_{Т}^*$, кПа
$T_{КНД}^*$, К	$T_{ВД}^*$, К	$Y_{ТНД}^*$
$P_{КНД}^*$, кПа	$P_{ВД}^*$, кПа	$U_{Т ср}^*$, м/с
$T_{К}^*$, К	$Y_{ТВД}^*$	$L_{ГНД}^*$, кДж/кг
$P_{К}^*$, кПа	$U_{Т ср}^*$, м/с	$z_{ТНД}$
$G_{В}$, кг/с	$L_{ТВД}^*$, кДж/кг	$G_{ТНД}$, кг/с

В тех случаях, когда ТРД предназначен для дозвукового ЛА, в исходные данные добавляются величины $T_{Г вzl}^*$, $T_{К вzl}^*$, $U_{Т ср вzl}$ — по результатам расчета взлетного режима.

Согласование основных параметров компрессора и турбины ВД выполняется так же, как для каскада высокого давления ТРДД (см. разд. 1.2).

Расчет основных параметров проточной части турбокомпрессора НД производится следующим образом.

1. Определяется площадь кольцевого сечения на входе в компрессор НД:

$$F_{ВХ} = \frac{G_{В} \sqrt{T_{ВХ}^*}}{40,4 P_{ВХ}^* q(\lambda_{ВХ}) \sin \alpha_{ВХ} K_G}$$

где $K_G = 0,97 \dots 0,98$;
 $\alpha_{вх} = 70 \dots 80^\circ$;
 $C_{a_{вх пр}} = 190 \dots 220 \text{ м/с}$;

$$C_{a_{вх}} = C_{a_{вх пр}} \sqrt{\frac{T_{вх}^*}{288,15}}$$

$$\lambda_{вх} = \frac{C_{a_{вх}}}{18,3 \sqrt{\frac{T_{вх}^*}{\sin \alpha_{вх}}}}$$

2. Кольцевая площадь на выходе из компрессора НД принимается равной площади на входе в компрессор ВД или больше ее на 3...5%.

3. Приняв относительный диаметр втулки $\bar{d}_{ввых \text{ НД}}$ равным $\bar{d}_{ввх \text{ ВД}}$ и выбрав форму проточной части компрессора НД, определяют по формулам (1.20) относительный диаметр втулки на входе в компрессор НД — $\bar{d}_{ввх \text{ НД}}$. При этом форму проточной части следует подбирать такой, чтобы величина $\bar{d}_{ввх \text{ НД}}$ получалась в пределах 0,3...0,5.

4. По формулам (1.22) ... (1.24) разд. 1.2.2 определяются диаметральные размеры и высота лопаток на входе в компрессор и на выходе из него.

5. Выбрав величину $\bar{D}_{т \text{ НД}} = D_{т \text{ НД ср}} / D_{вх к \text{ НД}} = 0,70 \dots 0,85$ (см. рис. 1.8 при $m = 0$), рассчитывают средний диаметр турбины НД $D_{т \text{ НД ср}} = D_{вх к \text{ НД}} \bar{D}_{т \text{ НД}}$ и по формуле (1.17) — частоту вращения каскада низкого давления.

6. Как и для компрессора ВД (см. пп. 14...16 разд. 1.2.2), определяют величину окружной скорости на наружном диаметре первой ступени и число ступеней компрессора НД, а также проверяют оптимальность полученных коэффициентов расхода $C_{a \text{ ср}}$.

5. Расчет параметров турбины НД производят по методике разд. 1.3.2.

Вычерчивание проточной части компрессора и турбины двухвального ТРД выполняется в соответствии с рекомендациями разд. 1.5 и 1.6.

2.3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И СОГЛАСОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ ТУРБОВАЛЬНОГО ГТД

Турбовальные ГТД (ТВаД) широко применяются в качестве силовых установок вертолетов. Для них характерно наличие свободной турбины.

Проектный расчет основных параметров газогенератора ТВаД (рис. 2.3) аналогичен расчету турбокомпрессора одновального ТРД.

Исходные данные для расчета проточной части газогенератора ТВаД полностью соответствуют табл. 2.1. В этом случае

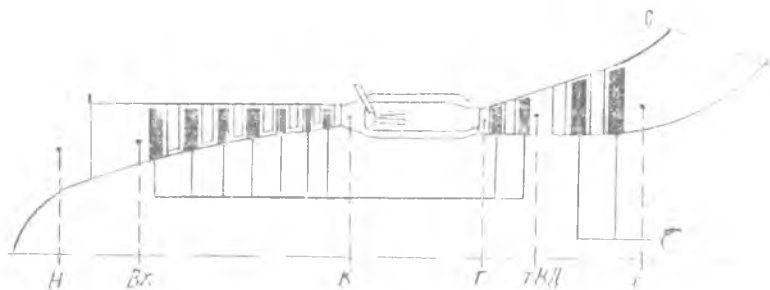


Рис. 2.3. Схема типичной проточной части турбовального ГТД

параметрам за турбиной газогенератора присваивают вместо индекса «Т» индекс «ГВД». Кроме них для расчета свободной турбины ТВаД необходимо иметь следующие исходные данные: $L_{Т\text{св}}^*$, $\eta_{Т\text{св}}^*$, $G_{Т\text{св}}$, $P_{Т}^*$, $T_{Т}^*$.

При расчете проточной части турбовальных ГТД учитываются следующие особенности.

Расчет турбины компрессора выполняется по методике разд. 1.2.1 с учетом особенностей, изложенных в разд. 2.1. При выборе величины параметра напряжений $\sigma_{Т}$ в лопатках первой ступени турбины следует иметь в виду, что величина $(D_{\text{ср}}/h_{Т\text{вых}})$ у большинства современных ТВаД в силу особенностей их конструкции обычно находится в пределах 8,5...12.

В связи с конструктивными особенностями турбовальных ГТД величина относительного диаметра втулки на входе в компрессор у них обычно находится в пределах $\bar{d}_{\text{вх}} = 0,6...0,75$.

Компрессоры турбовальных двигателей выполняются в ряде случаев осецентрированными (первые ступени — осевые, последняя ступень — центробежная). Такая схема компрессора применяется в тех случаях, когда для осевого компрессора высоты лопаток последних ступеней получаются нерационально малы (рис. 2.4). Основные конструктивно-геометрические размеры осецентрированного компрессора определяют следующим образом.

1. Оценивают допустимую величину наружного диаметра рабочего колеса (РК) центробежного компрессора (ЦБК). По конструктивным соображениям обычно принимают

$$D_{2(\text{ЦБК})} \leq (1,10 \dots 1,25) D_{\text{вхТ}},$$

где $D_{\text{вхТ}}$ — наружный диаметр на входе в турбину компрессора.

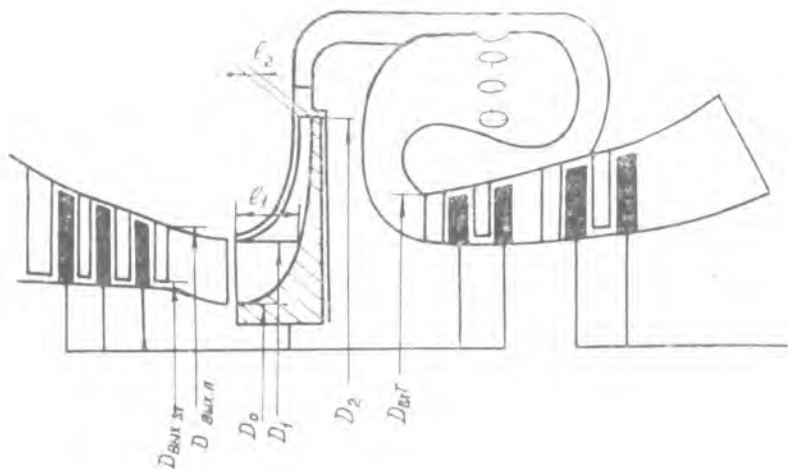


Рис. 24. Схема проточной части ТВаД с осецентрированным компрессором и противоточной камерой сгорания

2. Выбирают величину осевой скорости на выходе из последней ступени осевого компрессора равной или на 10...20 м/с меньше скорости на входе в первую ступень, которая у малоразмерных ТВаД обычно принимается равной 160...180 м/с.

3. Определяют величину окружной скорости на выходе из РК ЦБК и проверяют, обеспечивает ли она отсутствие обратных течений в РК:

$$U_{2 \text{ цбк}} = \frac{\pi D_{2 \text{ цбк}} n_{\text{тк}}}{60} \leq \frac{C_{a \text{ вх}}}{0.25 \dots 0.35} ,$$

где величина $n_{\text{тк}}$ определяется при расчете турбины компрессора по формуле (1.17).

4. Принимая коэффициент напора центробежной ступени $\bar{H} = 0,65 \dots 0,75$ и коэффициент ее полезного действия $\eta_{\text{цбк}}^* = 0,78 \dots 0,80$, определяют изоэнтропическую и затраченную работы ЦБК:

$$L_{\text{с цбк}}^* = \bar{H} \cdot U_{2 \text{ цбк}}^2 ; \quad L_{\text{цбк}}^* = L_{\text{с цбк}}^* / \eta_{\text{цбк}}^* .$$

5. Вычисляют работу сжатия осевых ступеней компрессора

$$L_{\text{кос}}^* = L_{\text{к с}}^* - L_{\text{цбк}}^* .$$

6. Выбирают коэффициент полезного действия осевого компрессора $\eta_{\text{кос}}^* = 0,82 \dots 0,85$ и определяют степень повышения давления $\pi_{\text{кос}}^*$ и параметры потока за осевыми ступенями:

$$\pi_{\text{кос}}^* = \left[1 + \frac{L_{\text{кос}}^* \eta_{\text{кос}}^*}{k_{\text{в}} \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} R_{\text{в}} T_{\text{в}}^*} \right]^{k_{\text{в}}/k_{\text{в}} - 1}; \quad P_{\text{кос}}^* = P_{\text{вх}}^* \pi_{\text{кос}}^*;$$

$$T_{\text{кос}}^* = T_{\text{вх}}^* + \frac{L_{\text{кос}}^*}{\frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} R_{\text{в}}}$$

7. По формуле (1.18) определяют кольцевые площади на входе и на выходе из осевых ступеней $F_{\text{вх}}$ и $F_{\text{вых}}$.

8. Находят предварительные диаметральные размеры ЦБК на входе в РК: наружный диаметр $D_1 = (0,45 \dots 0,65) D_{2\text{цбк}}$, внутренний диаметр $D_0 = \sqrt{D_1^2 - (4F_{\text{вых}}/\pi)}$. По конструктивным соображениям должно быть $D_0 \geq 0,16 \dots 0,18$ м. Если D_0 меньше 0,16 м, то принимают $D_0 = 0,16$ м и рассчитывают величину D_1 .

9. Определяют относительный диаметр втулки на входе в РК ЦБК $\bar{d}_{\text{вх цбк}} = D_0/D_1$. По конструктивным соображениям должно быть $\bar{d}_{\text{вх цбк}} = 0,60 \dots 0,75$.

10. Выбирают относительный диаметр втулки на выходе из осевого компрессора $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,65 \dots 0,80$ и определяют диаметральные размеры в этом сечении по формулам (1.22), (1.23) и высоту лопатки. Если получается $h_{\text{вых}} < 0,015 \dots 0,020$ м, то необходимо уменьшить $\bar{d}_{\text{вых}}$.

11. Сопоставляя диаметральные размеры на выходе из осевого компрессора и на входе в ЦБК, решают, нужен ли переходник между ними.

12. По выбранной форме проточной части осевого компрессора, пользуясь соответствующей формулой из (1.20), определяют относительный диаметр втулки на входе в компрессор, который у ТВаД обычно соответствует диапазону $d_{\text{вх}} = 0,55 \dots 0,75$ (чем больше $z_{\text{к}}$, тем меньше величина $\bar{d}_{\text{вх}}$).

13. Определяют диаметральные размеры на входе в осевые ступени, а также окружные скорости на среднем диаметре 1-го и последнего РК $U_{\text{вх ср}}$ и $U_{\text{вых ср}}$.

14. Проверяют оптимальность коэффициентов расхода (п. 15, разд. 1.2) $\bar{c}_{\text{а ср}}$ указанных ступеней и определяют средний диаметр для всех осевых ступеней в целом $D_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{вх ср}} + D_{\text{вых ср}}}{2}$.

15. Рассчитывают коэффициент затраты мощности на привод осевых ступеней $\bar{\kappa}_{\text{ос}} = 1 - \frac{L_{\text{цбк}}^*}{L_{\text{т}}^* \eta_{\text{т}} \cdot \bar{G}_{\text{т}}}$. При этом уравнение баланса мощности турбокомпрессора получит вид $L_{\text{т}}^* \eta_{\text{т}} \bar{G}_{\text{т}} \bar{\kappa}_{\text{ос}} = L_{\text{к ос}}^*$. Подставляя в это уравнение $L_{\text{т}}^* = \frac{z_{\text{т}} U_{\text{т ср}}^2}{2 Y_{\text{т}}^2} \eta_{\text{т}}^* \kappa$

$L_{к ос}^* = \bar{H}_к z_к U_{к ср}^2$ и полагая $a Y_{т*} \sqrt{2\bar{H}_к} = K_{тк}$ (см. вывод (1.27)), определяют число осевых ступеней компрессора по следующему выражению:

$$z_к = \left(\frac{D_{г ср}}{D_{к ср}} \right)^2 \frac{K_{тк}^*}{K_{тк}^2} \bar{N}_{к ос},$$

где $K_{тк} = 0,38 \dots 0,52$. Полученная величина $z_к$ округляется до целого числа в большую сторону.

16. Осевые размеры центробежной ступени ориентировочно оценивают по выражению

$$l_{цок} = l_1 + (0,25 \dots 0,5) l_2,$$

где $l_1 = (0,15 \dots 0,20) D_{1цбк}$ — ширина канала в осевом направлении на диаметре D_1 ;

$l_2 = (0,04 \dots 0,08) D_{2цбк}$ — высота лопатки на выходе из РК ЦБК.

Оцененные указанным образом конструктивно-геометрические параметры центробежной ступени уточняются при ее газодинамическом расчете [16].

Диаметральные размеры свободной турбины ТВаД рассчитываются аналогично турбине НД (см разд. 1.3.2). Однако порядок расчета несколько изменяется, так как частота вращения свободной турбины в значительной степени зависит от потребителя мощности и поэтому во многих случаях задается заранее. Так, например, у гурбовальных ГТД для вертолетов частота вращения свободной турбины ограничивается предельно допустимой частотой вращения несущего винта и допускаемой массой его редуктора. Поэтому в зависимости от этих ограничений у вертолетных ГТД величина $U_{т св}$ обычно меньше, чем $U_{тк}$, на 20...50%.

Расчет проточной части свободной турбины ведется следующим образом.

1. Определяют величину необходимого среднего диаметра свободной турбины. Для этого, принимая во внимание, что оптимальное по параметру нагруженности значение окружной скорости свободной турбины на среднем диаметре

$$U_{т ср} = Y_{т опт}^* \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot L_{т св}}{q_{т св}^* \cdot z_{т св}}}, \quad (2.3)$$

а необходимое для потребителя

$$U_{т ср} = \frac{\pi D_{т св ср} n_{т св}}{60}, \quad (2.4)$$

где $n_{т св} = n_{потр}$, находят, приравняв правые части уравнений (2.3) и (2.4),

требуемую величину среднего для всех ступеней диаметра свободной турбины:

$$D_{T \text{ св ср}} = \frac{Y_{T \text{ опт}} \cdot 60}{\pi n_{T \text{ св}}} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot L_{T \text{ св}}^*}{\eta_{T \text{ св}}^2 z_{T \text{ св}}}} \quad (2.5)$$

Здесь величины $z_{T \text{ св}}$ и $n_{T \text{ св}}$ берутся по прототипу, а если величина $n_{T \text{ св}}$ неизвестна, то в случае вертолетных ТВаД ее выбирают в диапазоне (0,45...0,8) $n_{T \text{ тк}}$, исходя из обеспечения плавности формы проточной части турбины в целом, $Y_{T \text{ опт}}^* = 0,5...0,55$ — для одноступенчатых турбин, $Y_{T \text{ опт}}^* = 0,55...0,65$ — для многоступенчатых. При этом в случае выбора меридионального профиля свободной турбины при $D_{\text{ср}} = \text{const}$ для плавного изменения проточной части всей турбины необходимо обеспечить $D_{T \text{ св ср}} \geq D_{\text{вых ср тк}}$.

2. Задаются величиной $D_{\text{ср}}/h_{T \text{ вых}} = 3,5...6,5$ так, чтобы величина параметра напряжений $\epsilon_{T \text{ св}}$ последней ступени свободной турбины не превышала $(23...28) \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

3. Выбирая на основе анализа схем ТВаД (см. табл. П1) или заданного прототипа форму проточной части свободной турбины и принимая кольцевую площадь на входе в свободную турбину на 15...25% больше площади на выходе из турбины компрессора ($F_{\text{вх св}} = 1,15...1,25 F_{\text{вых тк}}$), определяют по формулам п. 25 высоты лопаток и диаметральные размеры на входе в свободную турбину и на выходе из нее: $h_{\text{вх}}$, $D_{\text{вх т}}$, $D_{\text{вх вт}}$, $h_{\text{вых}}$, $D_{\text{вых т}}$, $D_{\text{вых вт}}$. Иногда при высоких значениях $\tau_{\text{к}}^*$ и небольших расходах воздуха для уменьшения габаритов и массы редуктора ТВаД площадь на входе в свободную турбину может быть выбрана на 50...70% больше площади на выходе из турбины компрессора.

4. При завершении расчета по формулам п. 26 проверяют величину приведенной скорости на выходе из свободной турбины. Величина $\lambda_{\text{вых}}$ в случае ТВаД не должна превышать 0,35...0,45.

2.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И СОГЛАСОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ ОДНОВАЛЬНОГО ТВД

Одновальные ТВД (рис. 2.5) получили наиболее широкое распространение в эксплуатации ДПС. Расчетным режимом турбокомпрессора таких ТВД, как правило, является высотный крейсерский режим.

Для согласования частоты вращения турбины и винта в ТВД применяют редукторы.

Проектный расчет конструктивно-геометрических параметров компрессора и турбины одновального ТВД производится анало-

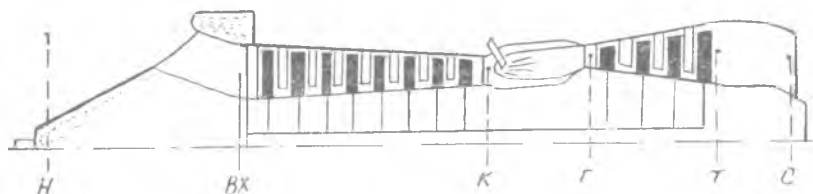


Рис. 25. Схема типичной проточной части одновалового ТВД

лично расчету однокаскадного турбокомпрессора ТРД по методике, изложенной в разд. 1.2 и 2.1. При этом таблица исходных данных имеет тот же вид, что и для одновалового ТРД (см. разд. 2.1), с добавлением величин $L_{к}^*$ и η_m , соответствующих расчетному режиму, и $T_{г}^*_{\max}$, $T_{к}^*_{\max}$, $U_{т\text{ ср}}_{\max}$, соответствующих обычно либо высотному максимальному продолжительному режиму, либо режиму взлета при $t_n = +30^\circ\text{C}$ и $P_n = 97 \text{ кПа}$.

На начальном этапе расчета по формуле (2.2) определяют необходимую величину $U_{т\text{ ср}}$. При этом задаются предварительно выбранной величиной параметра нагруженности турбины $Y_{т}^*$ и выбирают на основе прототипа количество ступеней турбины $z_{т}$ (либо принимают в первом приближении $z_{т} \geq 3$). В отличие от ТРД и ТРДД, рабочий режим турбины одновалового ТВД в эксплуатации изменяется в весьма широких пределах. Поэтому в расчетных условиях многоступенчатую турбину одновалового ТВД обычно рассчитывают не на максимальную, а на среднюю нагрузку, соответствующую $Y_{т}^* \cong 0,55 \dots 0,7$.

Если величина $U_{т\text{ ср}}$ получается по формуле (2.2) больше 520...550 м/с, необходимо уменьшить величину параметра нагруженности $Y_{т}^*$ в пределах указанного диапазона либо увеличить количество ступеней турбины $z_{т}$.

Основные параметры турбокомпрессора ТВД рассчитывают по методике для одновалового ТРД с учетом следующих особенностей.

Приведенная скорость на выходе из турбины одновалового ТВД обычно составляет $\lambda_{\text{вых}} = 0,35 \dots 0,45$, угол выхода потока на расчетном режиме $\alpha_{\text{вых}} = 90 \dots 95^\circ$ (на взлетном режиме $\alpha_{\text{вых}} = 75 \dots 80^\circ$).

В ТВД с соосными редукторами требуется применять, в отличие от ТРД и ТРДД, большие величины относительного диаметра втулки на входе в компрессор $\bar{d}_{\text{вх}} = 0,50 \dots 0,65$.

В ТВД с выносным редуктором $\bar{d}_{\text{вх}} \approx 0,35 \dots 0,5$.

Особенностью расчета одновалового ТВД является также то, что в уравнении баланса мощности необходимо учитывать при-

вод турбиной воздушного винта и компрессора. В этом случае уравнение баланса мощности имеет вид

$$L_{T^*}^* \eta_T^* \eta_m \bar{G}_T (1 - \bar{N}_B) = L_{K^*}^*, \quad (2.6)$$

где доля мощности турбины, идущая на привод винта, определяется выражением

$$\bar{N}_B = \frac{N_B}{N_T \eta_m} = 1 - \frac{L_{B^*}}{L_{T^*}^* \eta_m \bar{G}_T}. \quad (2.7)$$

Подставив в уравнение (2.6) $L_{K^*}^* = \bar{N} \cdot z_K U_{K\text{cp}}^2$ и $L_{T^*}^* = \frac{z_T U_{T\text{cp}}^2}{2 Y_T^* \bar{G}_T}$ и полагая $K_{TK} = a Y_T^* \sqrt{2\bar{N}}$ (см. вывод 1.27), получим следующее выражение для определения числа ступеней компрессора одновального ТВД:

$$z_K = \left(\frac{D_{T\text{cp}}}{D_{K\text{cp}}} \right)^2 \frac{z_T}{K_{TK}^2} (1 - \bar{N}_B). \quad (2.8)$$

Величина параметра согласования для турбины и компрессора ТВД несколько большая, чем у ТРД и ТРДД, и соответствует диапазону $K_{TK} = 0,45 \dots 0,65$.

В остальном расчет и построение проточной части турбокомпрессора ТВД выполняется в полном соответствии с методами разд. 2.1, 1.5 и 1.6.

2.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА И СОГЛАСОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОМПРЕССОРА И ТУРБИНЫ ДВУХВАЛЬНОГО ТВД

Двухвальные ТВД пока не получили широкого распространения в эксплуатации (см. табл. III). Применение компрессоров с двумя или тремя каскадами наиболее типично для проектов создаваемых турбовинтовентиляторных двигателей (ТВВД) (рис. 2.6).

В качестве расчетного режима турбокомпрессора для ТВВД, как правило, выбирается высотный крейсерский режим.

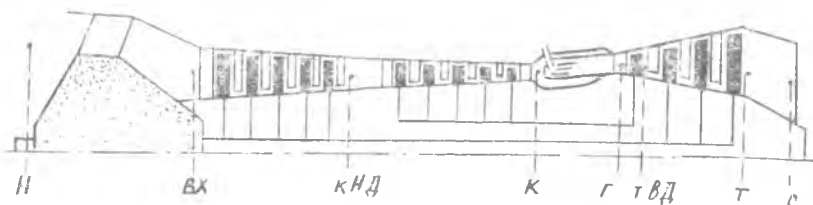


Рис. 2.6. Схема типичной проточной части двухвального ТВВД

Исходные данные для расчета проточной части турбокомпрессора двухвального ТВД те же, что и для двухвального ТРД (см. табл. 2.2), с добавлением, как и в случае одновальных ТВД, величин $T_{г\max}^*$, $U_{т\text{ ср}}$, $T_{к\max}^*$, $L_{кНД}^*$, $\eta_{т\text{ нд}}$ (см. разд. 2.4).

Расчет и согласование конструктивно-геометрических параметров компрессора и турбины каскада высокого давления ведутся в соответствии с методикой и рекомендациями разд. 1.2.

Параметры проточной части турбокомпрессора НД рассчитываются аналогично двухвальному ТРД (см. разд. 2.2). При этом для ТВД форму проточной части компрессора НД подбирают, ориентируясь на рекомендации величины $d_{вх}$ для одновальных ТВД, приведенных в разд. 2.4, число ступеней компрессора НД определяют по формуле (2.8), подставляя в нее параметры каскада низкого давления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абианц В. X. Теория авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1979. 246 с.
2. Алаторцев В. П., Осипова Г. В., Сахабетдинов Н. А. Формирование проточной части ГТД на начальных этапах проектирования с использованием ЭВМ. / Уфим. авиац. ин-т. Уфа, 1986. 72 с.
3. Выбор параметров и определение основных размеров компрессоров и турбин газогенераторов ГТД/Н. И. Быков, О. И. Емин, Д. С. Ковнер, А. А. Левин; Моск. авиац. ин-т. М.: 1984. 70 с.
4. Быков Н. И., Емин О. И., Ковнер Д. С. Выбор основных параметров вентилятора ТРДД и его турбины/Моск. авиац. ин-т. М., 1985. 67 с.
5. Гуревич З. Р. Расчет основных параметров турбокомпрессоров авиационных газотурбинных двигателей / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1969.
6. Кузьмичев В. С., Трофимов А. А. Проектный расчет основных параметров турбокомпрессора авиационного ГТД/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1984. 64 с.
7. Локай В. И., Сальников Г. М. Термогазодинамический расчет высокотемпературных охлаждаемых турбин авиационных ГТД/Казан. авиац. ин-т. Казань, 1979. 103 с.
8. Мамаев Б. И., Мусаткин Н. Ф., Дронов Б. М. Газодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1984. 69 с.
9. Маслов В. Г., Кузьмичев В. С., Григорьев В. А. Выбор параметров и проектный термогазодинамический расчет авиационных ГТД/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1984. 176 с.
10. Проектирование турбокомпрессоров авиационных ГТД в подсистеме учебно-исследовательской САПР/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1988. 44 с.
11. Стенькин Е. Д., Юрин А. В. Определение основных газодинамических и конструктивных параметров проточной части турбокомпрессоров ГТД/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1985. 72 с.
12. Стенькин Е. Д., Юрин А. В. Газодинамическое проектирование осевого компрессора авиационных ГТД / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1984. 88 с.
13. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей/Под ред. С. М. Шляхтенко и В. А. Соснунова. М.: Машиностроение, 1979. 430 с.
14. Теория воздушно-реактивных двигателей/Под ред. С. М. Шляхтенко. М.: Машиностроение, 1987. 568 с.
15. Холщевников К. В., Емин О. И., Митрохин В. Г. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
16. Юрин А. В. Расчет центробежного компрессора ГТД/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1979. 28 с.
17. Проектный расчет камеры сгорания авиационного ГТД/В. Е. Резник, В. П. Данильченко, Н. Б. Болотин, Ю. Л. Ковылов, С. В. Лукачев. Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1982. 84 с.

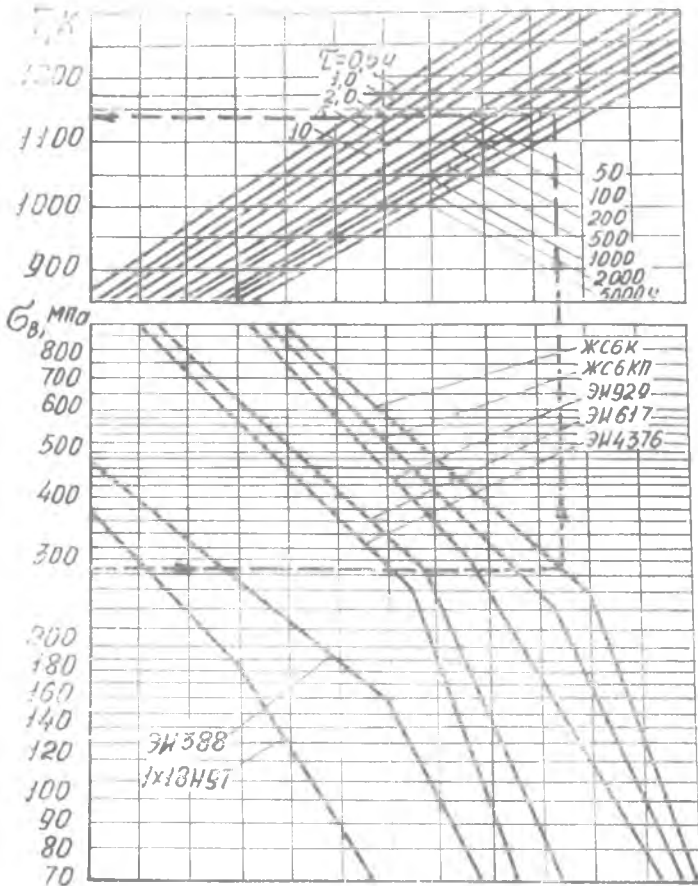


Рис. П.1. Номограмма для определения допустимой температуры рабочих лопаток турбины [7]

$T_{\text{в}} = 1350 \dots 1450\text{K}; 1450 \dots 1550\text{K}; 1600 \dots 1700\text{K}; 1700 \dots 1900\text{K}$

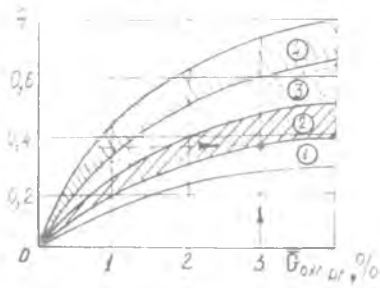
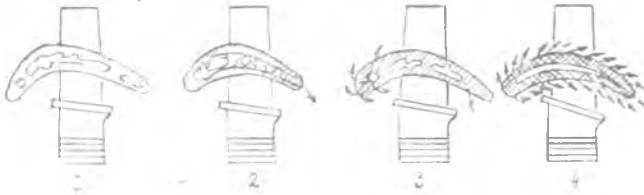
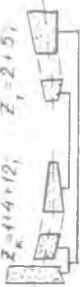
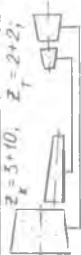
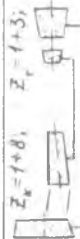

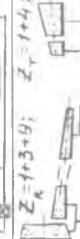
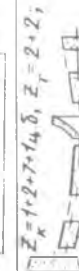



Рис. 11.2 Выбор схемы охлаждения рабочей лопатки турбины и количества охлаждающего воздуха: $C_{\text{ohl рл}}$ — относительное количество воздуха, охлаждающего рабочую лопатку, 1 — конвективное охлаждение, радиальные каналы; 2 — конвективное охлаждение, вставной дефлектор; 3 — конвективно-плечочное охлаждение; 4 — пористое охлаждение

Таблица П1. Параметры и конструктивные схемы современных и перспективных ГТД

Наименование двигателя (форма)	Схема турбокомпрессора	Валити режим		КНД	ПС	КВД	ТВД	ТНД
		$\frac{P_{кв}}{T_{кв}}$	$\frac{P_{кв}}{m}$					
E^3 (G-E)		$\frac{162,25}{1539}$	$\frac{29,65}{7,67}$	0,36	0,71	0,51	$\frac{13,2}{10,7}$	$\frac{10,5}{5,1}$
		$\frac{182,9}{1589}$	$\frac{26,0}{8}$	0,36	—	0,53	$\frac{15}{10,6}$	$\frac{10,3}{3,8}$
TF 39 (G-E)		$\frac{223,5}{1525}$	$\frac{29,6}{4,4}$	0,368	0,8	0,53	$\frac{15}{10,6}$	$\frac{10,3}{4,3}$
		$\frac{75,5}{1334}$	$\frac{27}{2,04}$	0,5	—	0,71	$\frac{15}{12,3}$	$\frac{9,8}{4,6}$
OF 6-50C (G-E)		$\frac{235,4}{1555}$	$\frac{24,5}{4,9}$	0,37	0,77	0,737	$\frac{15}{9,5}$	$\frac{7,8}{4,2}$
		$\frac{160,8}{1569}$	$\frac{31,1}{6,6}$	0,37	0,77	0,68	$\frac{13}{10,6}$	$\frac{10,5}{4,0}$
F 101-GE-100 [®] (G-E)		$\frac{108,8}{1522}$	$\frac{2,4}{5,65}$	0,37	—	0,6	$\frac{15}{11,0}$	$\frac{8}{3,6}$
		$\frac{164,4}{164,4}$	$\frac{2,04}{2,04}$	—	—	—	—	—
JT 9D-59A (P-W)		$\frac{108,8}{1522}$	$\frac{2,4}{5,65}$	0,37	—	0,6	$\frac{15}{11,0}$	$\frac{8}{3,6}$
		$\frac{160,8}{1569}$	$\frac{31,1}{6,6}$	0,37	0,77	0,68	$\frac{13}{10,6}$	$\frac{10,5}{4,0}$
E^3 (P-W)		$\frac{108,8}{1522}$	$\frac{2,4}{5,65}$	0,37	—	0,6	$\frac{15}{11,0}$	$\frac{8}{3,6}$
		$\frac{160,8}{1569}$	$\frac{31,1}{6,6}$	0,37	0,77	0,68	$\frac{13}{10,6}$	$\frac{10,5}{4,0}$
JT 10D-2 (P-W)		$\frac{108,8}{1522}$	$\frac{2,4}{5,65}$	0,37	—	0,6	$\frac{15}{11,0}$	$\frac{8}{3,6}$
		$\frac{160,8}{1569}$	$\frac{31,1}{6,6}$	0,37	0,77	0,68	$\frac{13}{10,6}$	$\frac{10,5}{4,0}$

Наименование двигателя (фирма)	Схема турбокомпрессора	Взлетный режим		К.И.Д.	П.С.	К.В.Д.	Т.В.Д.	Т.И.Д.
		$\frac{P_{вх}}{T_{вх}}$	$\frac{P_{кз}}{T_{кз}}$					
PW2037 (P.W.)		$\frac{164,5}{1560}$	$\frac{28,9}{5,8}$	0,34	0,8	0,63	$\frac{12,2}{8,1}$	$\frac{7,1}{5,7}$
F100-PW-100 [®] (P.W.)		$\frac{68,7}{1642}$	$\frac{25}{0,71}$	0,39	—	0,11	$\frac{11,6}{7,5}$	$\frac{6,3}{5,2}$
RB-432 (R.-R.)		$\frac{71,2}{—}$	$\frac{18}{4,9}$	0,39	—	0,67	$\frac{11,3}{10,9}$	$\frac{7,7}{5,6}$
TFE 731-3 (Тэрригг-Эрсуер)		$\frac{16,48}{1353}$	$\frac{14,6}{2,8}$	0,49	—	0,68	$\frac{7}{6,7}$	$\frac{4,3}{3,6}$
CFM 56-2 (SNECMA G-E.)		$\frac{106,9}{1530}$	$\frac{26}{6}$	0,39	0,8	0,72	$\frac{11,7}{11,2}$	$\frac{9}{4,7}$
ALF 5021 (Альфо-Лайкоминг)		$\frac{33,35}{1423}$	$\frac{13,7}{5}$	0,46	0,89	0,58	$\frac{11,0}{7,1}$	$\frac{5,6}{3,3}$
HK-8-4 (СССР)		$\frac{103}{1202}$	$\frac{10,341}{4,043}$	0,36	0,75	0,7	$\frac{7,7}{7}$	$\frac{4}{3,8}$

Наименование двигателя (фирма)	Схема турбокомпрессора	Валы		В	КСД \bar{d}_{ax}	КВД \bar{d}_{ax}	ГВД $\frac{D/h_{ax}}{D/h_{max}}$	ТСД $\frac{D/h_{ax}}{D/h_{max}}$	ТНД $\frac{D/h_{ax}}{D/h_{max}}$	
		$\frac{P_{кв}}{T_{кв}}$	$\frac{P_{к2}}{T_{к2}}$							
Д-30КП (СССР)		14,75	18,7	0,4	—	0,58	$\frac{13,9}{7,56}$	—	$\frac{6,2}{3,9}$	
		1455	2,34							
АЦ-25 (СССР)		14,72	8	0,38	—	0,72	$\frac{11,0}{10,4}$	—	$\frac{7,0}{4,9}$	
		1185	2,27							
Преходные ТРД										
RB211-524B (R-R)		2224	26,7	0,3	0,71	0,8	$\frac{14,5}{13,0}$	$\frac{12}{8,3}$	$\frac{7,8}{4,2}$	
		1471	4,47							
Д-36 (СССР)		63,70	20,2	0,28	0,63	0,85	$\frac{16,4}{14,9}$	$\frac{8,84}{8,7}$	$\frac{6,9}{4,7}$	
		1397	5,57							
Одноваловые ТРД										
Астаран IV (Турбоатом)		10,5	$\frac{8-10}{8,2}$	0,52	—	0,4	—	$\frac{8,6}{3,7}$	—	
		—	—							
M53 (SNECMA)		54,9	$\frac{8,6}{0,4}$	0,34	—	0,72	—	$\frac{6,4}{3,7}$	—	
		1475	—							

	Схема турбокомпрессора	Критерии выбора		КВД	ТВД	ТНД
		$\frac{P_{\text{кв}}}{P_{\text{к}}}$	$\Delta_{\text{кв}}$			
Внешние ГРД						
Валоп. 45У20 (бронза) (20000)		$\frac{14,06}{1165}$	5,6	0,49	$\frac{6,2}{5,9}$	$\frac{D}{h_{\text{гр}}}$ $\frac{D}{h_{\text{вал}}}$
УТ9 GE 19 [®] (G L)		$\frac{528}{197}$ $\frac{19,7}{1255}$	13,5	0,35	$\frac{11,2}{4,2}$	
УТ4, УТР 2/6 (G E)		$\frac{228}{2874}$ $\frac{1534}{1205}$	12,5	0,5	$\frac{7,0}{4,5}$	
УТ8 GE 17 (B E)		$\frac{12,65}{1205}$	6,5	0,5	$\frac{5,3}{3,7}$	
Двухбальные ГРД						
Ошпо 303-36 (R R/SNECMA)		$\frac{11142}{1682}$ $\frac{1340}{1340}$	15,3	0,33	$\frac{6,5}{5,6}$	$\frac{3,4}{3}$

Наименование вентилятора (символ)	Схема турбокомпрессора	Скорости вращения		АНД	квД	ГВД	АНД
		$N_{2, \times B}$ $\Gamma^* K$	$D_{\text{кз}}$				
				$d_{\text{кз}}$	(σ)	$D/h_{\text{кз}}$ $D/h_{\text{ком}}$	$D/h_{\text{кз}}$ $D/h_{\text{ком}}$
<i>Однорядные ТВД</i>							
Астозу "ХХ" (Гурбимска)		750-800 13000	8,15	0,55	0,55	1,5 3,5	
Т5Б А 18 (Аллисон)		3919 1450	9,1	0,46	0,46	12 5,8	
АН 20М (СССР)		5128 1050	1,55	0,45	0,45	9,15 5,1	
НК 12МВ (СССР)		4040 1147	9,44	0,44	0,44	40,6 5,55	
<i>Двухрядные ТВД</i>							
Тайп "R" 12 (R R)		4045 1089	14,5	0,59	0,76	45,8 12,8	1,5 6,4

Наименование аббре-тегия (фирма)	Схема турбокомпрессора	Валитн. режим		КвД	ТВД	ТМД	СрТ
		№, кВт Т, К	$\eta_{к\Sigma}$				
Турбодвигательные ГТД							
РВ 360 Двиг2 (R-R)		610 1240	12	0,63	13,5 13	1,3 7	5,4 5,5
T 65-T1 (Компичент)		—	—	0,75	9,3 5,5	—	5 4,8
LTS 101-630C2 (Абко Лайкомин)		371,7 1294	8,4	0,67	11,7 7	—	7,8 6,5
ГТД 250-С20 (Аллисон)		309 1271	7-7,2	0,4	10,9 7	—	5,15 5,5
T 700-GE-700 (G-E)		1134 1473	17	0,55	10,5 7,65	—	6,4 5
T 64-GE-16		3400 1303	13,00	0,52 / 0,80	13,5 / 6,4	—	8,9 5,6

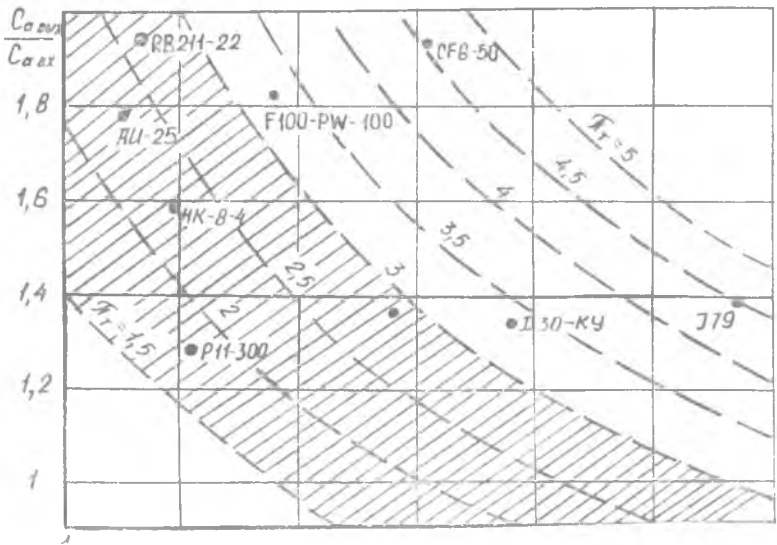


Рис. П.3. Зависимость соотношения скоростей на выходе и входе турбин ВД и СД от соотношения площадей $F_a = F_{\text{вых}}/F_{\text{вх}}$ и степени расширения π_τ

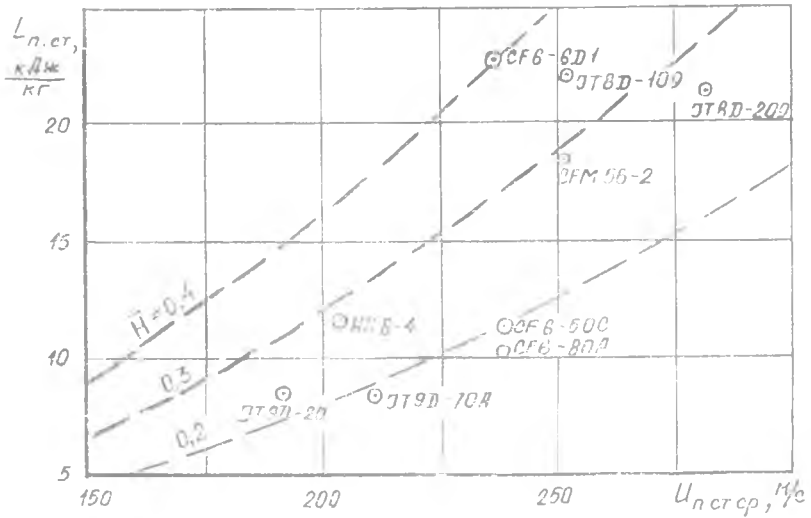


Рис. П.4. Зависимость средней величины работы подпорной ступени от средней окружной скорости (H — коэффициент напора)

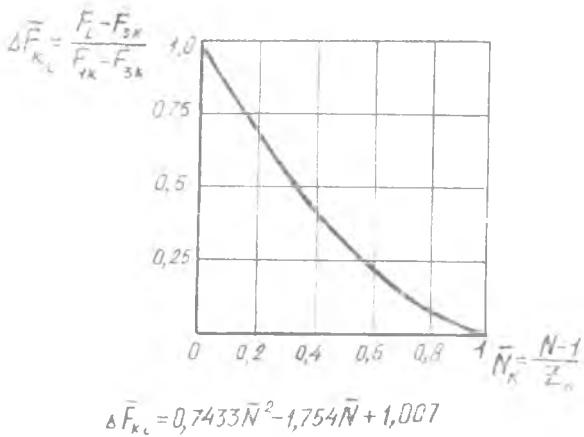


Рис. П.5. Относительное изменение площадей проточной части компрессоров [5]: z_K — число ступеней компрессора; N_K — порядковый номер ступени компрессора

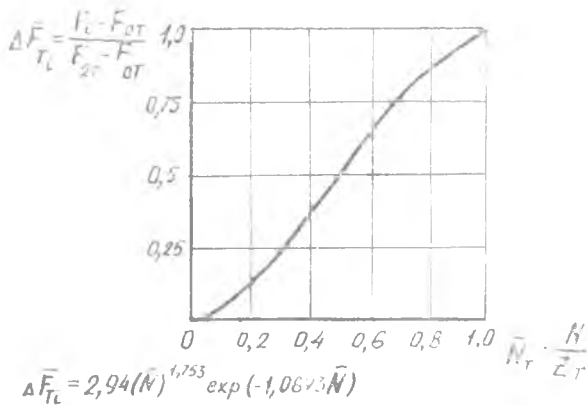


Рис. П.6. Относительное изменение площадей проточной части турбин [5]: z_T — число ступеней турбины; N_T — порядковый номер ступени турбины

О Г Л А В Л Е Н И Е

Основные условные обозначения	3
Введение	5
1. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТРДД	10
1.1. Исходные данные к расчету	10
1.2. Согласование основных параметров компрессора и турбины ВД	13
1.2.1. Расчет диаметральных размеров и частоты вращения турбины ВД	13
1.2.2. Расчет и согласование с турбиной диаметральных размеров и числа ступеней компрессора ВД	19
1.2.3. Определение предварительных размеров проточной части камеры сгорания	25
1.3. Согласование основных параметров турбовентилятора ТРДД	27
1.3.1. Расчет и согласование с турбиной НД диаметральных размеров и частоты вращения вентилятора	27
1.3.2. Расчет диаметральных размеров турбины НД	35
1.4. Особенности расчета основных параметров турбокомпрессора трехвальных ТРДД и ТРДДФ	37
1.4.1. ТРДД для дозвуковых самолетов	37
1.4.2. ТРДДФ для сверхзвуковых самолетов	39
1.5. Расчет и построение меридионального сечения проточной части компрессора	40
1.6. Расчет и построение меридионального сечения проточной части турбины	44
2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА У РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ГТД	47
2.1. Особенности расчета и согласования конструктивно-геометрических параметров компрессора и турбины одновального ТРД	47
2.2. Особенности расчета и согласования конструктивно-геометрических параметров компрессора и турбины двухвального ТРД	49
2.3. Особенности расчета и согласования конструктивно-геометрических параметров компрессора и турбины турбовального ГТД	50
2.4. Особенности расчета и согласования конструктивно-геометрических параметров компрессора и турбины одновального ТВД	55
2.5. Особенности расчета и согласования конструктивно-геометрических параметров компрессора и турбины двухвального ТВД	57
Приложение	59
Библиографический список	69

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Кузьмичев Венедикт Степанович
Трофимов Александр Афанасьевич

Редактор Т. К. Кретьнина
Техн. редактор П. М. Каленюк
Корректор Н. С. Куприянова

Свод. тем. пл. № 105.

Сдано в набор 26.06.90 г. Подписано в печать 8.02.91 г.

Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.

Гарнитура литературная. Печать высокая.

Усл. п. л. 1,78. Усл. кр.-отт. 2,0. Уч.-изд. л. 1,77.

Тираж 600 экз. Заказ 542. Цена 30 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С. П. Королева,
443086 Куйбышев, Московское шоссе, 34.

Тип. ЭОЗ Куйбышевского авиационного института,
443001 Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.