

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА»

*В.В. КУЛАГИН, В.С. КУЗЬМИЧЕВ, И.Н. КРУПЕНИЧ*

ВАРИАНТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРА ГТД  
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОДСИСТЕМЫ  
АСТРА-ТК

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета  
в качестве учебного пособия*

САМАРА  
Издательство СГАУ  
2006

УДК 621.431.75  
ББК 39.55  
В 181



**Инновационная образовательная программа  
"Развитие центра компетенции и подготовка  
специалистов мирового уровня в области аэро-  
космических и геoinформационных технологий"**

***В.В. Кулагин, В.С. Кузьмичев, И.Н. Крупенич, А.Ю. Ткаченко***

Рецензенты: заместитель начальника ОКБ ОАО «Самарское конст-рукторское бюро машиностроения», д-р. техн. наук *А.М. Идельсон*;  
канд. техн. наук, доц. кафедры КиПДИА СГАУ *М.Е. Проданов*.

**В 181 Вариантное проектирование проточной части турбоком-прессора ГТД с использованием подсистемы АСТРА-ТК: учеб. пособие / [В.В. Кулагин и др.] – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 80с.: ил.**

ISBN 5-7883-0461-X

Дана краткая характеристика программного комплекса для проектирования проточной части авиационных ГТД, перечислены основные задачи, решаемые при проектировании турбокомпрессора, приведены рекомендации по их решению и описание интерфейса. Излагается последовательность согласования параметров турбокомпрессора и приводится пример работы с подсистемой.

Подсистема разработана на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ и предназначена прежде всего для студентов специальности 160301, выполняющих курсовое и дипломное проектирование авиационных ГТД.

УДК 621.431.75  
ББК 39.55

ISBN 5-7883-0461-X

© В.В. Кулагин, В.С. Кузьмичев, И.Н. Крупенич,  
А.Ю. Ткаченко, 2006  
© Самарский государственный  
аэрокосмический университет, 2006

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	4
Основные условные обозначения .....	7
1. Основы математической модели проектирования проточной части.....	10
2. Методика проектирования проточной части турбокомпрессора ТРДД.....	23
2.1. Рекомендуемый порядок расчета газогенератора.....	23
2.2. Рекомендуемый порядок расчета турбовентилятора.....	25
2.3. Особенности проектирования проточной части турбокомпрессоров ГТД различных типов и схем.....	27
3. Пример расчета варианта проточной части одновального турбокомпрессора.....	32
4. Описание программного комплекса АСТРА-ТК .....	41
4.1. Описание интерфейса.....	42
4.2. Пример работы с программой.....	43
5. Технические характеристики .....	58
6. Сведения о разработчике подсистемы .....	59
7. Контрольные вопросы .....	60
Список литературы.....	62
Приложения .....	63
Глоссарий .....	68

## ВВЕДЕНИЕ

При дипломном и курсовом проектировании задание на проектирование проточной части турбокомпрессора в общем виде может быть сформулировано следующим образом: определить величины основных конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора и построить предварительный эскиз меридионального профиля его проточной части.

Искомые размеры проточной части турбокомпрессора ГТД описываются в первом приближении периферийными и втулочными диаметрами сечений на входе и выходе каждого каскада компрессора и турбины и их длиной. Длина определяется главным образом числом ступеней. Указанные величины относятся к числу важнейших конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора, так как от их выбора непосредственно зависят окружные скорости рабочих лопаток компрессора и турбины, частота вращения ротора, масса и ресурс двигателя, достижимые уровни КПД узлов и, следовательно, эффективность двигателя.

Из сказанного следует, что задача проектирования проточной части является одной из наиболее важных и в то же время сложных задач проектирования двигателя. Сложность заключается в необходимости разрешить основные и противоречивые задачи авиационного двигателестроения – обеспечение высокой эффективности и требуемого ресурса при минимальной массе двигателя. А изменение геометрических размеров проточной части на указанные основные данные двигателя может оказывать влияние разного знака, и пока нет адекватных математических моделей для однозначного решения указанных задач. Нахождение оптимального варианта проточной части возможно на основе вариантного проектирования и последующего более детального исследования этих вариантов в процессе проектирования компрессора, турбины и других узлов

турбокомпрессора. Рассматриваемую задачу следует характеризовать еще и как одну из наиболее интересных творческих задач. В процессе ее решения на основе «сухих цифр проектного расчета» появляется образмеренная схема турбокомпрессора – основа для последующего проектирования и конструирования узлов двигателя. Для решения этой задачи и предназначена подсистема АСТРА-ТК.

Расчет основных параметров турбокомпрессора должен выполняться на основе данных, полученных в результате проектного термогазодинамического расчета двигателя [2]. При этом режим, для которого он проводится, зависит от назначения двигателя (для двигателей дозвуковых пассажирских и транспортных самолетов обычно для условий длительного крейсерского полета). Но исторически сложилось так, что рекомендации для проектирования проточной части собраны для условий работы двигателя в САУ на максимальном (взлетном) режиме при  $H = 0$ ,  $M_{п} = 0$  [4, 5]. Получение необходимых данных на этом режиме на основе результатов проектного расчета выполняется по методике расчета высотно-скоростных характеристик, то есть проектированию проточной части двигателя предшествует в общем случае расчет его высотно-скоростных характеристик. Именно так решается задача при дипломном проектировании двигателя. В рамках курсового проектирования задача упрощается, поскольку проектный расчет двигателя в этом случае выполняется для условий взлетного режима.

Таким образом, исходными данными для расчета основных размеров проточной части турбокомпрессора ГТД являются результаты расчета двигателя на максимальном режиме в САУ при  $H = 0$ ,  $M_{п} = 0$ . К ним относятся: полные значения температуры и давления рабочего тела во всех характерных сечениях проточной части двигателя; расход рабочего тела через эти сечения; работы каскадов компрессора и турбины; КПД турбин.

В процессе проектирования проточной части приходится задаваться целым рядом величин (приведенными скоростями, коэффициентами напора и нагруженности, окружными скоростями, различными относительными геометрическими размерами и т.д.). По ним имеются рекомендации, основанные на имеющихся данных по выполненным двигателям и отражающие текущий уровень развития техники. По мере совершенствования аэродинамики лопаточных машин, конструкционных материалов и подходов к конструированию

элементов ГТД допустимые границы рекомендованных значений указанных величин могут изменяться. Поэтому к приведенным рекомендациям следует относиться критически.

Для успешного освоения задачи проектирования проточной части турбокомпрессора ее целесообразно решать в процессе курсового проектирования в два этапа. На первом этапе необходимо спроектировать один вариант турбокомпрессора без использования ЭВМ. Для этого нужно составить алгоритм расчета (на основании гл. 17 учебника [5] и данного учебного пособия), согласовать его с преподавателем, рассчитать основные диаметральные размеры и число ступеней компрессора и турбины, построить эскиз проточной части. На втором этапе по тем же исходным данным проводится проектирование нескольких вариантов турбокомпрессора с использованием подсистемы АСТРА-ТК. Целесообразно повторить и расчет первого варианта. Затем следует проанализировать полученные варианты, в случае необходимости можно изменить конструктивную схему двигателя, перераспределить работу сжатия между каскадами компрессора из условия обеспечения оптимальной нагруженности каскадов турбин, что может потребовать уточнения проектного расчета и расчета характеристик двигателя; выбрать наиболее рациональный вариант из условия обеспечения высоких КПД узлов, минимальных габаритов и массы. Параметры выбранного варианта проточной части являются исходными данными для проектирования узлов турбокомпрессора.

Проектирование проточной части, в равной степени относящееся как к теории и расчету авиационных двигателей, так и к теории и расчету лопаточных машин, завершает начальный уровень проектирования двигателя, а результаты проектного термогазодинамического расчета и выбранный вариант проточной части в дальнейшем используются для проектирования узлов турбокомпрессора.

При работе над учебным пособием авторы опирались на исследования К.В. Холщевникова [7], В.А. Сосунова и М.М. Цховребова [4]. За основу принята гл. 17 учебника [5] и учебное пособие [1].

## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$G$	– массовый расход, $\frac{кг}{с}$
$m_2$	– численный коэффициент в уравнении расхода, $\sqrt{\frac{кг \cdot К}{Дж}}$ : $m_g = 0,0405$ (для воздуха); $m_2 = 0,0397$ (для газа)
$p$	– давление, $Па$
$F$	– площадь проходного сечения, $м^2$
$q(\lambda_i)$	– относительная плотность тока (газодинамическая функция)
$\lambda$	– приведенная скорость потока (отношение скорости потока к критической скорости звука)
$T$	– температура, $К$
$D$	– диаметр, $м$
$h$	– высота лопатки, $м$
$\bar{d}_{вт}$	– относительный диаметр втулки
$z$	– число ступеней
$L$	– удельная работа, $\frac{Дж}{кг}$
$\bar{H}_{ср}$	– средний коэффициент напора

$u$	– окружная скорость, $\frac{M}{c}$
$Y_T^*$	– параметр нагруженности турбины
$\eta$	– коэффициент полезного действия
$n$	– частота вращения, $\frac{1}{c}$
$\sigma_p$	– напряжение от растягивающих сил, $Па$
$\sigma_B$	– разрушающее напряжение, $Па$
$k_\phi$	– коэффициент формы рабочей лопатки
$K_\sigma$	– коэффициент запаса прочности
$\rho$	– плотность, $\frac{кг}{м^3}$
$\tau$	– длительность работы двигателя на режимах, эквивалентных максимальному, $ч$
$c_p, c_{p2}$	– средняя удельная теплоемкость для воздуха, газа, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$
$\Theta$	– глубина охлаждения
$\bar{G}$	– относительный расход
$\pi_K^*$	– степень повышения давления в компрессоре
$п$	– периферийный
$вт$	– втулочный
$ср$	– средний
$к$	– компрессор
$т$	– турбина
$пс$	– подпорные ступени
$*$	– параметры заторможенного потока
$пр$	– приведенный
$охл$	– охлаждаемый, охлаждающий

р.л	– рабочие лопатки
НД	– каскад низкого давления
СД	– каскад среднего давления
ВД	– каскад высокого давления
вх	– вход
вых	– выход
В	– вход в компрессор
К	– выход из компрессора
Г	– вход в турбину
Т	– выход из турбины
ГТД	– газотурбинный двигатель
ТРД(Д)	– турбореактивный двигатель (двухконтурный)
ТВад	– турбовальный двигатель
ТВ(В)Д	– турбовинтовой (турбовинтовентиляторный) двигатель
ТРДДФ	– двухконтурный турбореактивный двигатель с форсажной камерой

# 1. ОСНОВЫ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Для решения задачи проектирования проточной части необходимо прежде всего изучить главу 17 (главным образом разделы 17.2 и 17.3) учебника [5]. В ней показано, что поставленная задача решается с помощью следующих четырех групп уравнений.

1. По уравнению расхода

$$G_i = \frac{m_2 p_i^* F_i q(\lambda_i)}{\sqrt{T_i^*}}$$

определяются кольцевые площади характерных сечений проточной части двигателя [2]  $F_i$  по заданным значениям расхода рабочего тела, полного давления, температуры и принятым значениям приведенной скорости рабочего тела  $\lambda_i$ , рекомендованные значения которой приведены в табл. 1.1 и 1.2.

В случае многокаскадных компрессоров значение приведенной скорости для выходного сечения относится к последнему каскаду компрессора. В выходном сечении каскада НД или СД приведенную скорость следует принимать примерно равной ее значению на входе в очередной каскад компрессора. Аналогичные рекомендации по выбору приведенной скорости (но касающиеся входного сечения) можно сделать для многокаскадных турбин: значение  $\lambda_T$  относится к входному сечению турбины ВД; во входном сечении турбины СД (НД) приведенную скорость следует брать примерно равной ее значению в выходном сечении турбины ВД (СД).

При проектировании проточной части малоразмерных ГТД приведенные скорости в характерных сечениях следует принимать на нижнем уровне рекомендованных значений.

Таблица 1.1. Рекомендуемые значения приведенной скорости  $\lambda_{\text{в}}$  на входе и  $\lambda_{\text{к}}$  на выходе компрессора

Входное сечение компрессора			Выходное сечение компрессора
дозвукового	транзвукового	сверхзвукового	
0,5...0,6	0,55...0,7	0,6...0,75	0,25...0,35

Таблица 1.2. Рекомендуемые значения приведенной скорости  $\lambda_{\text{т}}$  на входе и  $\lambda_{\text{т}}$  на выходе турбины

Входное сечение турбины	Выходное сечение турбины	
	ТРДД и ТРД	ТВаД
0,2...0,3	0,35...0,55	0,3...0,45

2. Основные диаметральные размеры проточной части можно определить по формулам площади кольцевого сечения (1...1в), если в каждом сечении известна одна из шести величин (периферийный  $D_{\text{п}}$ , втулочный  $D_{\text{вт}}$ , средний  $D_{\text{ср}}$  диаметры, высота лопатки  $h_i$ , относительный диаметр втулки компрессора

$\bar{d}_{\text{вт}} = D_{\text{вт}} / D_{\text{п}}$  или отношение среднего диаметра к высоте лопатки

турбины  $(D_{\text{ср}} / h_i)$ :

при известном  $D_{\text{ср } i}$

$$h_i = \frac{F_i}{\pi D_{\text{ср } i}}; D_{\text{п } i} = D_{\text{ср } i} + h_i; D_{\text{вт } i} = D_{\text{ср } i} - h_i; \quad (1)$$

при известном  $\frac{D_{\text{ср } i}}{h_i}$

$$h_i = \sqrt{\frac{F_i}{\pi D_{\text{ср}i}/h_i}}; D_{\text{ср}i} = \left( \frac{D_{\text{ср}i}}{h_i} \right) h_i; \quad (1a)$$

при известном  $\bar{d}_{\text{вТ}i}$

$$\left. \begin{aligned} D_{\text{П}i} &= \sqrt{\frac{4F_i}{\pi(1-\bar{d}_{\text{вТ}i}^2)}}; D_{\text{вТ}i} = \bar{d}_{\text{вТ}i} D_{\text{П}i} \\ h_i &= \frac{D_{\text{П}i} - D_{\text{вТ}i}}{2}; D_{\text{ср}i} = \frac{D_{\text{П}i} + D_{\text{вТ}i}}{2} \end{aligned} \right\}; \quad (1б)$$

при известном  $D_{\text{вТ}i}$

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{вТ}i} &= \frac{\pi D_{\text{вТ}i}^2}{4}; F_{\text{П}i} = F_{\text{вТ}i} + F_i \\ D_{\text{П}i} &= \sqrt{\frac{4F_{\text{П}i}}{\pi}}; h_i = \frac{D_{\text{П}i} - D_{\text{вТ}i}}{2} \end{aligned} \right\}. \quad (1в)$$

По формулам (1в) можно рассчитать диаметральные размеры какого-либо сечения, если вместо  $D_{\text{вТ}i}$  задан периферийный диаметр  $D_{\text{П}i}$ , а по формулам (1) – если вместо  $D_{\text{ср}i}$  задана высота лопатки  $h_i$ .

Если диаметральные размеры, например входного сечения рассматриваемого каскада компрессора (турбины), определены, то размеры соответствующего (выходного) сечения определяются величиной его площади и формой проточной части, поскольку ею определяется один из характерных диаметров ( $D_{\text{П}}$ ,  $D_{\text{вТ}}$  или  $D_{\text{ср}}$ ).

Получили распространение осевые компрессоры с постоянством втулочного  $D_{\text{вТ}} = \text{const}$ , периферийного  $D_{\text{П}} = \text{const}$  или среднего диаметра  $D_{\text{ср}} = \text{const}$ .

Первый вариант проточной части ( $D_{\text{П}} = \text{const}$ ) характеризуется минимальным числом ступеней (см. далее формулу (2)), следовательно минимальной длиной и массой компрессора, а также минимальной высотой лопатки. При снижении высоты лопатки возникают трудности с обеспечением

высокого КПД компрессора из-за роста потерь на перетекание в радиальном зазоре и вторичных потерь. Специалисты считают, что высота лопатки компрессора должна быть не меньше 15...17 мм [4]. Если в процессе проектирования она получается меньше 15 мм, то нужно переходить к осецентрибежному или центробежному компрессору. Кроме того, в рассматриваемом случае можно принять минимальный радиальный зазор между рабочими лопатками и статором, чему способствует его постоянство при неизбежных в эксплуатации осевых перемещениях ротора.

Второй вариант проточной части ( $D_{\text{вТ}} = \text{const}$ ) можно считать противоположным первому варианту, и в этом случае все положительные и отрицательные факторы, характеризующие проточную часть, меняются местами.

Наибольшее распространение получила схема с  $D_{\text{ср}} = \text{const}$ , сочетающая часть преимуществ схем с  $D_{\text{п}} = \text{const}$  и  $D_{\text{вТ}} = \text{const}$ .

Влияние формы проточной части турбины на ее параметры аналогично влиянию формы проточной части компрессора, причем три варианта проточной части нужно сравнивать при условии постоянства диаметральных размеров на выходе из турбины, т. е. идти, как и в случае компрессора, от большего поперечного сечения проточной части (определяющего диаметральные размеры) к меньшему. При проектировании проточной части турбины, кроме указанных соображений, нужно руководствоваться необходимостью обеспечения плавности протекания проточной части двигателя и неперевышения угла раскрытия проточной части турбины.

Итак, если задаться формой проточной части компрессора (турбины), то достаточно знать одну из указанных выше шести величин только во входном или выходном сечении рассматриваемого узла двигателя чтобы определить все его диаметральные размеры. В некоторых случаях такой характерной величиной целесообразно задаться как независимой переменной. В качестве независимых переменных величин, как будет показано далее, можно задать относительный диаметр втулки  $\bar{d}_{\text{вТ}}$  для компрессора и отношение  $D_{\text{ср}}/h$  для турбины, поскольку имеется большой статистический материал по диапазону их изменения соответственно для входного сечения компрессора и выходного сечения турбины.

Относительный диаметр втулки в сечении В на входе в компрессор (вентилятор) для ТРД, ТРДФ, ТРДД и ТРДДФ, а также для ТВД с выносным редуктором обычно  $\bar{d}_{\text{вт}i} = 0,3 \dots 0,5$ . Величину  $\bar{d}_{\text{вт}} < 0,3$  трудно реализовать, так как на таком относительно малом диаметре сложно разместить замки рабочих лопаток первой ступени компрессора. Если непосредственно перед компрессором ТВД устанавливается редуктор, то относительный диаметр может увеличиваться до  $0,5 \dots 0,65$ . Турбовальные двигатели выполняются обычно с высоким относительным диаметром втулки  $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,6 \dots 0,75$ , что обусловлено их малоразмерностью и особенностями применения этих двигателей. В сечениях на входе в компрессоры ВД и СД многовальных двигателей обычно  $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,5 \dots 0,8$ . В сечении на выходе из компрессора  $\bar{d}_{\text{вт}}$  существенно больше из-за уменьшения высоты лопатки по длине компрессора, которая зависит от параметров рабочего процесса, уменьшаясь с увеличением  $\pi_k^*$ . Поэтому относительный диаметр втулки  $\bar{d}_{\text{вт}}$  на последних ступенях компрессора ВД ТРДД постоянно увеличивался и за последние два десятилетия прошлого века достиг 0,92.

Аналогично в сечении Т на выходе из турбины отношение  $\left( \frac{D_{\text{ср}}}{h} \right)_1$  для двигателей различных типов и схем обычно находится в пределах  $\frac{D_{\text{ср}}}{h} = 3 \dots 5$ , дальнейшее его понижение ограничено появлением отрицательной реактивности в корневых сечениях и соответствующим снижением КПД турбины. В сечениях ТВД и ТСД на выходе из турбин ВД и СД, а также на входе в турбину одновального двигателя или в турбины ВД, СД и НД многовального двигателя

---

<sup>1</sup> Совокупность неподвижного лопаточного венца СА и расположенного за ним вращающегося лопаточного венца РК называют ступенью осевой турбины. В теории рабочего процесса лопаточных машин сечение на входе в СА обозначается индексом «0», на входе в РК – «1», а на выходе из РК – «2». Здесь и далее под отношением  $\frac{D_{\text{ср}}}{h}$  в сечении Т на выходе из турбины имеется в виду отношение  $\frac{D_{\text{ср}}}{h_2}$ .

отношение  $\frac{D_{\text{ср}}}{h}$  изменяется в широких пределах, увеличиваясь при переходе от последних ступеней к первым, и достигает 14...18 на входе в первую ступень современных ТРДД с высокими параметрами цикла.

Конкретные значения  $\frac{D_{\text{ср}}}{h}$  и  $\bar{d}_{\text{вТ}}$  для 36 ГТД различных типов приведены в табл. П1 приложения, а также в работе [1].

Однако в общем случае для определения диаметральных размеров большинства сечений проточной части необходимо согласовать компрессор и турбину по окружным скоростям, определить число их ступеней и частоту вращения ротора.

3. В результате согласования компрессора и турбины определяются числа их ступеней и величины окружных скоростей:

$$z_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к}}}{\bar{H}_{\text{ср}} \cdot u_{\text{к,ср}}^2}, \quad (2)$$

$$z_{\text{т}} = \frac{2L_{\text{т}} y_{\text{т}}^*}{u_{\text{т,ср}}^2 \eta_{\text{т}}^*}. \quad (3)$$

При определении числа ступеней компрессора газогенератора (2) целесообразно задаться окружной скоростью, т. е. типом компрессора, и соответствующим средним коэффициентом напора  $\bar{H}_{\text{ср}}$  (табл. 1.3). При определении диаметральных размеров турбины газогенератора ТРДД целесообразно задаться числом ступеней (их не бывает более двух) и определить окружную скорость (3). Рекомендуемые значения параметра нагруженности турбин приведены в табл. 1.4.

Следует иметь в виду, что тип компрессора характеризуется не средней скоростью  $u_{\text{к,ср}}$ , а скоростью на периферии рабочей лопатки первой ступени компрессора, приведенной к стандартным атмосферным условиям,  $u_{\text{к.п.пр}}$ .

Соотношение между приведенной и физической скоростью зависит от полной температуры воздушного потока на входе в рассматриваемый каскад

компрессора. Так, для компрессора ВД физическая и приведенная скорости связаны соотношением

$$u_{к.п} = u_{к.п.пр} \sqrt{T_{ВД}^* / 288} . \quad (4)$$

Окружной скоростью и частотой вращения определяется характерный геометрический размер компрессора и турбины:

$$u_j = \pi \cdot D_j \cdot n . \quad (5)$$

Таблица 1.3. Рекомендуемые значения приведенной окружной скорости и среднего коэффициента напора компрессоров

Тип компрессора	дозвуковой	трансзвуковой	сверхзвуковой
$u_{к.п.пр} \cdot м/с$	300...350	350...420	420...500
$\bar{H}_{к.ср}$	0,3...0,35	0,33...0,37	0,35...0,4

Таблица 1.4. Рекомендуемые значения параметра нагруженности турбин

Тип турбины	ВД		СД	НД (вентилятора)
	одноступ.	двухступ.		
$y_T^*$	0,45...0,50	0,50...0,58	0,45...0,53	0,45...0,52

По (5) может, наоборот, определяться частота вращения ротора, если другие две величины заданы: окружная скорость как величина, характеризующая тип компрессора, а соответствующий диаметр, например, из условия обеспечения минимальных диаметральных габаритов.

4. Частоту вращения ротора необходимо во многих случаях (одновальный ТРД, газогенератор многовальных двигателей и т. д.) определить из условия обеспечения запаса прочности рабочих лопаток турбины. В первом приближении будем учитывать только напряжения растяжения  $\sigma_p$  от действия центробежных сил:

$$\sigma_p = 2\pi \cdot k_\phi \cdot \rho \cdot F_i \cdot n^2 . \quad (6)$$

Для определения величины напряжений от растягивающих сил необходимо задаться:

- коэффициентом формы  $k_{\phi} = 0,5 \dots 0,7$ , который учитывает уменьшение площади периферийного сечения профиля лопатки по отношению к площади корневого сечения;

- материалом лопатки, определяющим его плотность  $\rho$ , которая для современных жаропрочных сталей изменяется в диапазоне  $(8,0 \dots 8,5) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ .

Из уравнения (6) видно, что с переходом от ступени к ступени по движению потока напряжения  $\sigma_p$  возрастают, так как увеличивается площадь сечения  $F_i$  (длина лопатки), следовательно, максимальные напряжения (при прочих равных условиях) возникают на рабочих лопатках последней ступени данного каскада турбины. Поэтому максимально допустимую частоту вращения ротора следует определять из условия обеспечения запасов прочности рабочих лопаток последней ступени (по крайней мере, многоступенчатой турбины НД). Для высокотемпературной турбины ВД, определяющей максимально допустимую частоту, может оказаться первая ступень, на которой, как правило, срабатывается больший тепलोперепад и существенно снижается температура перед второй ступенью.

Прочность рабочих лопаток, как и других элементов конструкции, оценивается с помощью коэффициента запаса прочности:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_B}{\sigma_p}, \quad (7)$$

где  $\sigma_B$  – величина разрушающего напряжения материала рабочих лопаток турбины. В первом приближении можно принять запас прочности  $K_{\sigma} = 2,0$ .

Определить величину разрушающих напряжений  $\sigma_B$  в зависимости от температуры рабочей лопатки турбины  $T_{л}$ , длительности работы ( $\tau$ ) двигателя на режимах, эквивалентных максимальному, и материала лопатки можно по номограмме (см. Приложение 1).

Длительность работы на режимах, эквивалентных максимальному, для двигателей пассажирских и транспортных самолетов можно принять примерно

равной 1000 ч (если нет более точных данных), а для двигателей военных самолетов вследствие их небольшого ресурса – в 2 раза меньше.

Температуру рабочей лопатки неохлаждаемой ступени  $T_{л}$  можно принимать примерно равной полусумме температур заторможенного потока газа на входе и выходе из рассматриваемой ступени турбины. Выражая температуру на входе в ступень через температуру на выходе и считая распределение удельной работы по ступеням одинаковым, можно получить:

$$T_{л} \approx T_{т}^* + \frac{L_{т}}{2 z_{т} c_{pг}}, \quad (8)$$

где  $T_{т}^*$  – полная температура газа в сечении за рассматриваемой ступенью турбины;

$L_{т}$  – удельная работа каскада турбины;

$z_{т}$  – число ступеней рассматриваемого каскада турбины.

Если ступень охлаждаемая, то температура лопатки определяется на основании формулы для безразмерной глубины охлаждения  $\Theta$  :

$$T_{л,охл} = T_{л} - \Theta \left( T_{л} - T_{охл}^* \right), \quad (9)$$

где  $T_{охл}^*$  – температура охлаждающего воздуха, которая зависит от места отбора охлаждающего воздуха в компрессоре и принимается по результатам проектного расчета.

Для определения температуры охлаждаемой рабочей лопатки турбины необходимо, следовательно, задаться схемой ее охлаждения, относительной величиной расхода  $\bar{G}_{охл,р.л}$  воздуха, отбираемого на ее охлаждение (ориентировочно можно считать, что на каждые 100 К увеличения температуры перед ступенью турбины сверх 1200 К величина  $\bar{G}_{охл,р.л}$  увеличивается соответственно на 1%), и определить глубину охлаждения  $\Theta$  (по рис. П2).

Таким образом, по определенной, как указано, величине разрушающего напряжения  $\sigma_{в}$  и принятому значению запаса прочности  $K_{\sigma}$  из формулы (7)

определяется допустимое значение напряжения растяжения  $\sigma_p$ , а из формулы (6), в свою очередь, допустимая величина частоты вращения  $n$ .

Частота вращения ротора может также задаваться потребителем мощности. Например, величиной частоты электрического тока (а следовательно, и частотой вращения ротора электрогенератора), равной в России 50 Гц ( $n = 3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ ), задается с учетом степени редукции частота вращения ротора свободной турбины ТВаД, служащего для привода электрогенератора.

Проанализируем приведенные уравнения, чтобы понять особенности определения с их помощью основных конструктивно-геометрических параметров турбокомпрессора, начиная с простейшего случая – одновального газогенератора. Площади характерных сечений определяются по уравнению расхода.

В формуле (3) работа турбины  $L_T$  и КПД  $\eta_T^*$  заданы по результатам проектного расчета, а остальные три величины (число ступеней турбины  $z_T$ , окружная скорость на ее среднем диаметре  $u_{T,ср}$  и параметр нагруженности  $y_T^*$ ) неизвестны. Окружная скорость  $u_{T,ср}$ , согласно (5), связана с диаметром  $D_{T,ср}$  и частотой вращения ротора  $n$ .

Аналогично для компрессора в формуле (2) работа компрессора  $L_K$  задана, величины  $z_K$ ,  $u_{K,ср}$  и  $\overline{H}_{ср}$  неизвестны, а окружную скорость  $u_{K,ср}$  можно выразить через диаметр  $D_{K,ср}$  и частоту  $n$ .

Таким образом, одновальный турбокомпрессор описывается четырьмя основными уравнениями согласования:

$$\left\{ \begin{array}{l} z_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к}}}{\overline{H}_{\text{ср}} \cdot u_{\text{к.ср}}^2}, \\ u_{\text{к.ср}} = \pi D_{\text{к.ср}} n, \\ z_{\text{т}} = \frac{2L_{\text{т}} y_{\text{т}}^{*2}}{u_{\text{т.ср}}^{*2} \eta_{\text{т}}}, \\ u_{\text{т.ср}} = \pi D_{\text{т.ср}} n, \end{array} \right. \quad (10)$$

в которых девять неизвестных величин (которые будем называть *параметрами согласования*): по четыре для компрессора и турбины плюс частота вращения их ротора. Следовательно, пятью любыми величинами из девяти неизвестных ( $z_{\text{к}}$ ,  $u_{\text{к.ср}}$ ,  $\overline{H}_{\text{ср}}$ ,  $D_{\text{к.ср}}$ ,  $z_{\text{т}}$ ,  $u_{\text{т.ср}}$ ,  $y_{\text{т}}^*$ ,  $D_{\text{т.ср}}$  и  $n$ ) нужно задаваться при проектировании проточной части как независимыми переменными, а остальные четыре вычисляются путем решения системы уравнений согласования (10).

Однако в качестве независимой переменной вместо окружной скорости на среднем диаметре компрессора  $u_{\text{к.ср}}$  целесообразно задаваться приведенной скоростью на периферийном диаметре входного сечения компрессора  $u_{\text{к.п.вр.вх}}$  как величиной, характеризующей тип компрессора (см. табл. 1.3). А вместо среднего диаметра  $D_{\text{к.ср}}$  ( $D_{\text{т.ср}}$ ), который может изменяться в широких пределах, целесообразно задаваться относительным диаметром втулки во входном сечении компрессора  $\overline{d}_{\text{вт}}$  (отношением  $D_{\text{ср}}/h$  в выходном сечении турбины) или высотой лопатки последней ступени компрессора (если заведомо известно, что она близка к минимально допустимому значению  $h = 15.17 \text{ мм}$ ). Если заказчиком заданы диаметральные габариты двигателя, то в качестве независимых переменных можно принять величины  $D_{\text{к.п.вр.вх}}$  и  $D_{\text{т.п.вр.вых}}$ .

Таким образом, в процессе проектирования проточной части двигателя постоянно возникает необходимость пересчета одних геометрических параметров (и, соответственно, окружных скоростей) на другие (в том числе

среднедиаметральные) параметры и окружные скорости. Например, если при известной частоте вращения ротора в качестве независимой переменной величины выбрана высота лопатки последней ступени компрессора, то по формуле (1) вычисляются периферийный, средний и втулочный диаметры. Задаваясь формой проточной части, например  $D_{\text{вТ}} = \text{const}$ , переходим к входному сечению и по формуле (1в) определяем соответствующие диаметры и высоту лопатки первой ступени компрессора. Далее определяем средний диаметр компрессора в целом  $D_{\text{к.ср}} = 0,5(D_{\text{к.ср.вх}} + D_{\text{к.ср.вых}})$ , а также соответствующую окружную скорость на среднем диаметре компрессора (5) и его число ступеней (2). Следовательно, по указанным шести характерным геометрическим параметрам с помощью формул (1...1в) и с учетом формы проточной части, а также с помощью формулы (4) вычисляются потребные для решения системы уравнений (10) величины  $D_{\text{к.ср}}$ ,  $D_{\text{т.ср}}$  и  $u_{\text{к.ср}}$ .

Эти формулы не включены в систему основных уравнений (10), поскольку такие пересчеты не затрагивают суть решаемой задачи. Не включены также формулы (6...9) для расчета частоты вращения ротора из условия обеспечения запаса прочности рабочих лопаток турбины по растягивающим напряжениям. Такой подход позволяет существенно упростить постановку задачи и сделать ее решение в подсистеме АСТРА-ТК простым и понятным.

Итак, при проектировании проточной части одновального турбокомпрессора нужно определить девять неизвестных величин, из них пятью величинами и формой проточной части нужно задаваться как независимыми переменными. Для двухвального турбокомпрессора (в том числе для двухвального ТРДД без подпорных ступеней) число уравнений и неизвестных удваивается, а для двухвального ТРДД с подпорными ступенями прибавляется еще два уравнения (2) и (5):

$$z_{\text{пс}} = \frac{L_{\text{пс}}}{H_{\text{пс.ср}} \cdot u_{\text{пс.ср}}^2}, \quad (11)$$

$$u_{\text{пс.ср}} = \pi D_{\text{пс.ср}} n_{\text{нд}}$$

и четыре ( $z_{\text{пс}}$ ,  $u_{\text{пс.ср}}$ ,  $\overline{H}_{\text{пс.ср}}$  и  $D_{\text{пс.ср}}$ ) неизвестных величины (частота вращения ротора подпорных ступеней равна частоте вращения ротора вентилятора).

Из сказанного следует, что при проектировании проточной части турбокомпрессора двигателя наиболее распространенной схемы – двухвального ТРДД с подпорными ступенями – приходится иметь дело с 22 величинами, из которых 12 являются независимыми переменными и ими необходимо задаваться в процессе расчета, а 10 определяются с помощью указанных выше формул. При этом пользователь сам решает, какие величины принять в качестве независимых переменных, а какие будут получены в результате расчета. Такой подход расширяет возможности вариантного проектирования проточной части, не имеющего жесткой последовательности вычисления параметров и определенного набора исходных данных.

Необходимо отметить, что процесс проектирования носит итерационный характер, и величина, рассматриваемая в текущей итерации как вычисляемая, в следующей может быть выбрана в качестве независимой переменной.

Далее в разделе 3 приведен пример расчета проточной части простейшего одновального турбокомпрессора.

## 2. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТРДД

### 2.1. Рекомендуемый порядок расчета газогенератора

В подсистеме АСТРА-ТК выбираем закладку «Согласование параметров», затем закладку, соответствующую ротору газогенератора.

По умолчанию задана форма проточной части турбины и компрессора с постоянным средним диаметром, в первом приближении ее целесообразно сохранить.

Расчет целесообразно начинать с параметров турбины, поскольку ее прочностью чаще всего определяется предельная частота вращения ротора газогенератора.

Задаемся величиной параметра нагруженности турбины (параметр нагруженности турбин  $y_T^*$  газогенератора рекомендуется выбирать в диапазоне 0,45...0,5 для одноступенчатых турбин, 0,5...0,58 для двухступенчатых). Турбина высокого давления современных ТРДД выполняется одноступенчатой или двухступенчатой. К настоящему времени максимальная окружная скорость на среднем диаметре турбины  $u_{T,ср}$  достигла 500...550 м/с для одноступенчатой турбины газогенератора и 400...450 м/с – для двухступенчатой. При выборе числа ступеней целесообразно оценить окружную скорость, полагая турбину одноступенчатой. Если окружная скорость на среднем диаметре выше рекомендованных значений, то турбину газогенератора следует выполнять двухступенчатой.

Может оказаться, что для одноступенчатой турбины потребная окружная скорость превышает рекомендованные значения, а для двухступенчатой она

меньше их. Это означает, что турбина газогенератора в одноступенчатом варианте перегружена, а в двухступенчатом – недогружена. В этом случае целесообразно перераспределить работу между турбинами ВД и НД и, соответственно, между компрессором ВД и вентилятором с подпорными ступенями (не изменяя, разумеется, суммарную степень повышения давления компрессора): уменьшить работу турбины ВД, сделав ее одноступенчатой и увеличив на такую же величину работу турбины НД (при этом увеличится число подпорных ступеней в компрессоре НД за вентилятором), или, наоборот, увеличить работу турбины ВД, сделав ее двухступенчатой, что приведет к снижению числа ступеней турбины НД, а также к уменьшению  $\pi_{\text{кнд}}^*$  и числа подпорных ступеней.

Далее определяется частота вращения ротора из условия обеспечения необходимого запаса прочности рабочих лопаток последней ступени турбины (если турбина двухступенчатая).

Переходим к расчету компрессора газогенератора. Задаемся (с учетом типа проектируемого компрессора) приведенной окружной скоростью на периферии рабочих лопаток первой ступени и величиной среднего коэффициента напора, рекомендованные значения которых указаны в табл. 1.3

По полученным данным, задаваясь в первом приближении формой проточной части с постоянным средним диаметром, вычисляем геометрические параметры на входе и выходе компрессора и турбины (см. также рис. 17.3 [5]). Оцениваем взаимное расположение узлов и их расположение относительно оси двигателя, делаем вывод о необходимости корректировки параметров.

Если проточная часть компрессора (турбины) чересчур «прижата» к оси двигателя (отрицательные диаметральные размеры), причем нет возможности увеличить окружную скорость за счет сокращения числа ступеней, то частота вращения ротора будет определяться геометрическими соображениями, а не прочностью турбины. Задаемся относительным диаметром втулки компрессора

$\bar{d}_{\text{вт}}$  (отношением  $\frac{D_{\text{ср}}}{h}$  турбины) на минимальном уровне или втулочным диаметром  $D_{\text{вт}}$  (из условия согласования геометрических размеров с вентилятором) и т.п. Определяем все необходимые геометрические параметры на входе и выходе узла, строим схему проточной части. По известным значениям геометрического параметра и окружной скорости определяем требуемую частоту

вращения, определяем параметры остальных узлов, относящихся к рассматриваемому турбокомпрессору. При этом по заданной частоте вращения из формул (6) и (7) вычисляется запас прочности рабочих лопаток последней ступени турбины.

Если высота лопаток  $h$  компрессора на выходе, а турбины на входе меньше рекомендуемых значений, то необходимо уменьшить диаметральные размеры соответствующего узла. Для этого можно увеличить количество ступеней (уменьшить окружную скорость), изменить форму проточной части.

Если относительный диаметр втулки компрессора  $\bar{d}_{вт}$  на входе, а отношение  $D_{ср}/h$  турбины на выходе меньше рекомендованных значений, то необходимо увеличить диаметральные размеры соответствующего узла.

Если для компрессора высота лопатки  $h$  на выходе меньше рекомендуемой и при этом на входе кольцевое сечение располагается слишком близко к оси, необходимо изменить форму проточной части. Если проблема сохраняется, то можно вернуться к расчету площадей кольцевых сечений и откорректировать приведенные скорости в соответствующих характерных сечениях.

## 2.2. Рекомендуемый порядок расчета турбовентилятора

В данном разделе в качестве примера рассматриваем ТРДД с большой степенью двухконтурности, так как проблемы проектирования проточной части в этом случае более выражены.

В подсистеме АСТРА-ТК выбираем закладку «Согласование параметров», затем закладку, соответствующую ротору турбовентилятора.

По умолчанию задана форма проточной части турбины и компрессора с постоянным средним диаметром, в первом приближении ее целесообразно сохранить.

Расчет начинаем с параметров вентилятора. Вентиляторы двухконтурных двигателей с большой степенью двухконтурности выполняются одноступенчатыми, обычно транс- и сверхзвуковыми, чему соответствует окружная скорость на периферии 400...500 м/с. Дальнейшее увеличение окружной скорости ведет к снижению КПД ступени и ухудшению эффективности двигателя. На ТРДД, предназначенных для пассажирских самолетов, окружная

скорость лопаток вентилятора должна ограничиваться по соображениям шума и не должна превышать 500 м/с [4].

Выбираем тип вентилятора, т. е. окружную скорость на периферии рабочей лопатки первой ступени.

Задаем относительным диаметром втулки на нижнем уровне рекомендованных значений для обеспечения минимальных лобовых габаритов двигателя и средним коэффициентом напора ступени вентилятора на рекомендованном уровне (см. также рис. 17.4 [5]).

Переходим к расчету турбины турбовентилятора. Главная особенность этой турбины заключается в том, что на двигателях с высокой степенью двухконтурности она всегда многоступенчатая. С увеличением степени двухконтурности от 0,2 до 6 число ступеней соответственно увеличивается от 1...2 до 4...5. Это объясняется двумя причинами: увеличением работы, необходимой для вращения вентилятора, и снижением средней окружной скорости турбины из-за уменьшения ее среднего диаметра относительно диаметра вентилятора.

Поскольку частота вращения задается вентилятором, повышение окружной скорости и соответственно уменьшение числа ее ступеней возможно только за счет увеличения ее среднего диаметра. Обычно рассчитывают несколько вариантов проточной части, отличающихся диаметром, при этом можно задаваться либо геометрическими параметрами, либо числом ступеней. При выборе диаметральных размеров турбины вентилятора важно учитывать возможность сокращения переходного канала между турбинами газогенератора и турбовентилятора за счет уменьшения разницы средних диаметров на выходе и входе соответственно, а также стремиться не загромождать канал второго контура турбиной вентилятора.

При таком подходе к проектированию проточной части (начиная от вентилятора) необходимо проверить запас прочности рабочих лопаток турбины, для этого необходимо задаться длительностью работы двигателя на режимах, эквивалентных максимальному, материалом лопаток, коэффициентами запаса, формы и т.д.

Для оценки диаметральных размеров лопаточных машин, их взаимного расположения и положения относительно оси двигателя необходимо перейти на закладку «Геометрия».

Если относительная или абсолютная высота лопаток турбины на входе меньше рекомендуемых значений (мало значение  $h$  или велико  $D_{cp}/h$ ), необходимо уменьшить ее диаметральные размеры. Для этого можно увеличить количество ступеней (уменьшить окружную скорость), попробовать изменить форму проточной части.

### 2.3. Особенности проектирования проточной части турбокомпрессоров ГТД различных типов и схем

Методику расчета проточной части газогенератора можно считать универсальной, поскольку, изменяя число ступеней турбины, тип компрессора, запас прочности рабочих лопаток турбины, а также форму проточной части компрессора и турбины, можно получить различные варианты газогенератора, рассчитать их массу и сделать сравнительный анализ соответствия этих вариантов техническому заданию на двигатель.

Эту методику целесообразно использовать не только для расчета проточной части газогенераторов, но и для расчета турбокомпрессоров СД трехвальных ТРДД(Ф) и ТВВД, турбокомпрессоров НД двухвальных ТРД(Ф) и трехвальных (с двухкаскадным компрессором) ТВАД, а также турбокомпрессоров одновальных ТРД(Ф).

Ниже приведены рекомендации по проектированию проточной части двигателей различных типов и схем.

**Одновальные и двухвальные ТРД(Ф).** Обеспечение максимальной лобовой тяги – одно из основных требований, предъявляемых к силовым установкам сверхзвуковых летательных аппаратов, в качестве которых и получили распространение ТРД(Ф). Проточную часть таких двигателей необходимо проектировать из условия обеспечения минимальных диаметральных габаритов.

Для этого целесообразно задаться (на нижнем уровне рекомендованных значений) относительным диаметром втулки  $\bar{d}_{вТ}$  в сечении на входе в компрессор НД и отношением  $D_{cp}/h$  в сечении на выходе из турбины НД и определить диаметральные размеры этих сечений, в том числе периферийный диаметр рабочих лопаток первой ступени компрессора и последней ступени

турбины. Один из них определяет лобовые габариты двигателя. Диаметральные размеры всех остальных сечений можно изменять, не выходя за эти габариты.

Затем нужно выбрать форму проточной части компрессора и турбины. В первом приближении можно принять  $D_{к.ср} = const$  и  $D_{т.ср} = const$ . Большой интерес представляет проточная часть с наружным диаметром  $D_{к.п} = const$  и  $D_{т.п} = const$ , поскольку в этом случае обеспечивается минимальное число ступеней турбокомпрессора.

Максимально допустимые частоты вращения роторов НД и ВД определяются из условия обеспечения запасов прочности рабочих лопаток последних ступеней соответствующих каскадов турбины.

Вычисляются соответствующие этим частотам окружные скорости компрессора и турбины. Если окружная скорость получается выше рекомендованных значений (для турбины или компрессора), то ее необходимо снизить, уменьшив частоту вращения ротора. Это приведет к повышению запаса прочности рабочих лопаток, но одновременно увеличит число ступеней турбокомпрессора.

Предлагаемая методика одинаково справедлива для ТРД и ТРДФ, хотя следует иметь в виду, что диаметральные габариты ТРДФ определяются форсажной камерой. Поэтому для ТРДФ полученные диаметры на входе в компрессор и на выходе из турбины можно увеличить на 5...10 % (не выходя за габаритный диаметр форсажной камеры), если это приведет к уменьшению числа ступеней турбокомпрессора.

Таким образом, особенность методики расчета диаметральных размеров проточной части ТРД(Ф) заключается в том, что проектирование идет не от числа ступеней к окружным скоростям и диаметрам, как при универсальном подходе, а, наоборот, от диаметральных размеров проточной части и частоты вращения к окружным скоростям и числу ступеней. Кроме того, в этом случае расчет начинается не с газогенератора, как рекомендовано для ТРДД, а с турбокомпрессора НД, которым определяются диаметральные габариты двигателя.

**Трехвальные ТРДД(Ф).** Подчеркнем, что наличие турбокомпрессора СД позволяет проектировать турбины ВД и СД одноступенчатыми, а вентилятор без

подпорных ступеней. Исходя из этого следует распределять работу между турбинами ВД, СД и НД, обеспечивая оптимальную нагрузку ступеней.

Турбокомпрессор СД занимает промежуточное положение между турбовентилятором и газогенератором, в том числе по диаметральным размерам. Поэтому в трехвальном ТРДД не нужен длинный переходной канал между вентилятором и компрессором, а диаметр втулки рабочего колеса на входе в компрессор СД целесообразно принять равным или близким к диаметру втулки на выходе из вентилятора. При этом может возникнуть необходимость в переходном канале между компрессорами СД и ВД, так как из условия обеспечения приемлемой длины рабочей лопатки последней ступени (см. разд. 17.3.1 [5]) проточную часть компрессора ВД приходится смещать на меньший диаметр. Таким образом, расчет диаметральных размеров и числа ступеней турбокомпрессора СД целесообразно выполнять после проектирования проточной части турбокомпрессоров ВД и НД.

Проточную часть турбокомпрессора СД можно проектировать по методике, рекомендованной для проектирования газогенератора.

**Двухвальные и трехвальные ТВаД и ТВВД.** Газогенератор этих двигателей (как одновальный, так и двухвальный) целесообразно рассчитывать по методике, изложенной в разделе 2.1.

Оценка диаметральных размеров проточной части свободной турбины ТВаД имеет свои особенности, которые заключаются в том, что частота вращения ротора этой турбины задана потребителем. Следовательно, требуется определить диаметральные размеры, окружную скорость и число ступеней турбины при заданных значениях работы и частоты вращения. Такой постановке задачи отвечает расчет проточной части турбины вентилятора ТРДД. Поэтому методика, изложенная в разделе 2.2, может применяться и для расчета свободной турбины ТВаД. Она сводится к тому, что нужно задаться диаметром свободной турбины, определить окружную скорость и число ступеней или, наоборот, задаться числом ступеней и определить диаметральные размеры.

Согласование винтовентилятора с турбиной НД в системе ТВВД аналогично согласованию узлов турбовентилятора ТРДД. Отличие состоит в том, что турбина НД приводит винтовентилятор через редуктор (по схеме с редуктором выполняются и некоторые ТРДД), поэтому при определении частоты вращения ротора турбины НД нужно учитывать передаточное отношение редуктора. С его

увеличением повышается окружная скорость турбины (при принятых диаметральных размерах) и уменьшается число ступеней турбины, или при принятом числе ступеней (и соответствующей окружной скорости) снижаются диаметральные размеры этой турбины. Одновременно увеличиваются габаритные размеры и масса редуктора. Выбор передаточного отношения – не простая задача, требующая оптимизации по габаритам и массе винтовентилятора, его турбины и редуктора.

**Одновальный и двухвальный ТВД.** Газогенератор двухвального ТВД целесообразно проектировать, как уже отмечалось, по методике раздела 2.1.

Турбина одновального ТВД и турбина НД двухвального ТВД приводят винт через редуктор. Частота вращения винта задается из условия обеспечения его эффективной работы. Поэтому увеличение передаточного отношения редуктора позволяет повысить частоту вращения ротора турбокомпрессора, снизить его габариты и массу. При этом габаритные размеры и масса редуктора увеличиваются. Следовательно, частота вращения ротора турбины винта, как и турбины винтовентилятора ТВВД, должна выбираться путем оптимизации силовой установки по габаритам и массе.

После определения числа ступеней и диаметральных размеров проточной части турбокомпрессора необходимо проверить запас прочности рабочих лопаток последней ступени турбины.

Таким образом, подходы к проектированию проточной части турбокомпрессора ГТД различаются прежде всего в определении частоты вращения ротора, которая или рассчитывается из условия обеспечения запаса прочности рабочих лопаток турбины (для турбокомпрессора ВД, СД, а в некоторых схемах и НД), или задается из условия обеспечения оптимальной работы потребителя мощности (вентилятора, винта и т.д.), а при наличии редуктора, кроме того, из условия минимизации суммарной массы турбокомпрессора и редуктора.

При известной частоте вращения ротора последовательность определения диаметральных размеров проточной части и числа ступеней турбокомпрессора сводится к трем основным вариантам:

1. Если задаться числом ступеней турбины (компрессора), то по величине  $z_T (z_K)$  можно определить окружную скорость, а по ней – диаметральные размеры.

2. Если задана окружная скорость (например, тип компрессора), то по ее значению определяются диаметральные размеры и число ступеней.

3. Если требуется обеспечить минимальные лобовые габариты, то целесообразно вначале рассчитать, исходя из этого требования, диаметральные размеры проточной части, затем окружные скорости и число ступеней.

Следует отметить, что рассмотренная методика расчета диаметральных размеров проточной части и числа ступеней турбокомпрессора является приближенной. Она применяется главным образом для сравнительного анализа различных вариантов проточной части и выбора оптимального варианта. В дальнейшем в процессе проектирования компрессора и турбины выбранный вариант проточной части уточняется.

### **3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВАРИАНТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОДНОВАЛЬНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА**

В данном разделе приведен пример расчета основных диаметральных размеров и числа ступеней одновального газогенератора. Степень повышения давления компрессора  $\pi_{кВД}^* = 16$ , температура газа на входе в турбину  $T_T^* = 1700K$ .

Главная цель примера – показать один из вариантов проектирования проточной части на простейшем примере с тем, чтобы студенты для других типов и схем двигателей могли самостоятельно составить алгоритм расчета, используя рекомендации, изложенные в разделе 2. Подчеркнем, что разработка такого алгоритма является одной из творческих составляющих выполнения курсовой работы.

Исходные данные, взятые из результатов проектного термогазодинамического расчета двухвального ТРДД, приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Исходные данные для проектирования

Наименование	Значение	Ед. изм.
Полное давление в сечении <b>ВД</b>	162120	Па
Полное давление в сечении <b>к</b>	2593920	Па
Полное давление в сечении <b>г</b>	2490163	Па
Полное давление в сечении <b>тВД</b>	663164	Па
Полная температура в сечении <b>ВД</b>	337	К
Полная температура в сечении <b>к</b>	778	К
Полная температура в сечении <b>г</b>	1700	К
Полная температура в сечении <b>тВД</b>	1304	К
Расход рабочего тела через сечение <b>ВД</b>	60	кг/с
Расход рабочего тела через сечение <b>к</b>	57	кг/с
Расход рабочего тела через сечение <b>г</b>	58,61	кг/с
Расход рабочего тела через сечение <b>тВД</b>	61,61	кг/с
Удельная работа компрессора <b>ВД</b>	460852	Дж/кг
Удельная работа турбины <b>ВД</b>	474136	Дж/кг
КПД турбины <b>ВД</b>	0,85	-

1. Определим величины площадей характерных сечений. Для этого с учетом рекомендаций (табл. 1.1 и 1.2) зададимся значениями приведенной скорости потока:

$$\lambda_{ВД} = 0,6; \lambda_k = 0,28; \lambda_r = 0,3; \lambda_{тВД} = 0,45.$$

Тогда в соответствии с разделом 1 площади характерных сечений будут равны:

$$F_{\text{ВД}} = \frac{G_{\text{ВД}} \sqrt{T_{\text{ВД}}^*}}{m_{\text{в}} p_{\text{ВД}}^* q(\lambda_{\text{ВД}})} = \frac{60 \sqrt{337}}{0,0405 \cdot 162120 \cdot 0,811} = 0,207 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{к}} = \frac{G_{\text{к}} \sqrt{T_{\text{к}}^*}}{m_{\text{в}} p_{\text{к}}^* q(\lambda_{\text{к}})} = \frac{57 \sqrt{778}}{0,0405 \cdot 2593920 \cdot 0,427} = 0,035 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{Г}} = \frac{G_{\text{Г}} \sqrt{T_{\text{Г}}^*}}{m_{\text{г}} p_{\text{Г}}^* q(\lambda_{\text{Г}})} = \frac{58,61 \sqrt{1700}}{0,0397 \cdot 2490163 \cdot 0,458} = 0,053 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{ТВД}} = \frac{G_{\text{ТВД}} \sqrt{T_{\text{ТВД}}^*}}{m_{\text{г}} p_{\text{ТВД}}^* q(\lambda_{\text{ТВД}})} = \frac{61,61 \sqrt{1304}}{0,0397 \cdot 663164 \cdot 0,654} = 0,129 \text{ м}^2.$$

Далее возможны различные подходы к методике расчета основных диаметральных размеров и числа ступеней. Рекомендованный порядок расчета газогенератора приведен в разд. 2.1. Задаемся числом ступеней турбины, определяем ее окружную скорость на среднем диаметре  $u_{\text{т.ср}}$ . Из условия обеспечения запаса прочности рабочих лопаток турбины определяем допустимую частоту вращения ротора  $n$ . По величинам  $u_{\text{т.ср}}$  и  $n$  определяем средний диаметр, а с учетом формы проточной части, которой задаемся, определяем остальные диаметральные размеры. Затем, в соответствии с типом компрессора выбираем его окружную скорость, а по ней определяем диаметральные размеры и число ступеней.

2. В первом приближении будем считать турбину газогенератора одноступенчатой. В соответствии с рекомендациями зададимся параметром нагруженности турбины  $y_{\text{Г}}^* = 0,45$  и определим соответствующую окружную скорость на среднем диаметре турбины:

$$u_{\text{т.ср}} = \sqrt{\frac{2L_{\text{Г}} y_{\text{Г}}^{*2}}{z_{\text{Г}} \eta_{\text{Г}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 474136 \cdot 0,45^2}{1 \cdot 0,85}} = 475 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3. Для того чтобы определить частоту вращения ротора, задаемся в первом приближении коэффициентом запаса прочности  $K_{\sigma} = 2,0$  и коэффициентом формы  $k_{\phi} = 0,6$ . Выбираем материал рабочих лопаток турбины ЖС6К. Длительность работы двигателя на режимах, эквивалентных максимальному, принимаем равной 1000 ч.

Поскольку температура перед турбиной выше 1200 К, рабочие лопатки последней ступени турбины – охлаждаемые. Принимаем конвективно-пленочную схему охлаждения лопаток, относительный расход охлаждающего воздуха  $\bar{G}_{\text{охл.р.л}} = 5\%$ , считаем, что в качестве охлаждающего используется воздух за компрессором газогенератора с температурой  $T_{\text{охл}}^* = 778\text{К}$ . В соответствии с рис. приложения П.2 определяем глубину охлаждения рабочих лопаток  $\Theta = 0,61$ . Определим температуру рабочих лопаток турбины:

$$T_{\text{л}} = T_{\text{ТВД}}^* + \frac{L_{\text{т}}}{2 z_{\text{т}} c_{\text{p}} z} = 1304 + \frac{474136}{2 \cdot 1 \cdot 1159} = 1509\text{К};$$

$$T_{\text{л.охл}} = T_{\text{л}} - \Theta (T_{\text{л}} - T_{\text{охл}}^*) = 1509 - 0,61 \cdot (1509 - 778) = 1063\text{К}.$$

Определим величину разрушающего напряжения, соответствующего этой температуре и заданной длительности работы двигателя на эквивалентных максимальному режимам по номограмме (рис. П.1):

$$\sigma_{\text{в}} = 420\text{МПа},$$

следовательно, допустимые напряжения растяжения в корневом сечении лопатки составляют

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{в}}}{K_{\sigma}} = \frac{420}{2} = 210\text{МПа}.$$

Тогда допустимая частота вращения ротора газогенератора

$$n = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{р}}}{2\pi \cdot k_{\phi} \cdot \rho \cdot F_{\text{ТВД}}}} = \sqrt{\frac{210 \cdot 10^6}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,6 \cdot 8100 \cdot 0,129}} = 231 \frac{1}{\text{с}} = 13860 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

4. Определим средний диаметр турбины:

$$D_{\text{т.ср}} = \frac{u_{\text{т.ср}}}{\pi \cdot n} = \frac{475}{3,14 \cdot 231} = 0,655 \text{ м}.$$

В первом приближении будем считать, что форма проточной части турбины задается постоянством среднего диаметра  $D_{\text{ср}} = \text{const}$ , тогда  $D_{\text{т.ср.вх}} = D_{\text{т.ср.вых}} = D_{\text{т.ср}}$ . Определим остальные геометрические параметры турбины:

$$h_{\text{т.вых}} = \frac{F_{\text{ТВД}}}{\pi D_{\text{т.ср.вых}}} = \frac{0,129}{3,14 \cdot 0,655} = 0,063 \text{ м},$$

$$D_{\text{т.п.вых}} = D_{\text{т.ср.вых}} + h_{\text{т.вых}} = 0,655 + 0,063 = 0,718 \text{ м},$$

$$D_{\text{т.вт.вых}} = D_{\text{т.ср.вых}} - h_{\text{т.вых}} = 0,655 - 0,063 = 0,592 \text{ м},$$

$$h_{\text{т.вх}} = \frac{F_{\text{т}}}{\pi D_{\text{т.ср.вх}}} = \frac{0,053}{3,14 \cdot 0,655} = 0,026 \text{ м},$$

$$D_{\text{т.п.вх}} = D_{\text{т.ср.вх}} + h_{\text{т.вх}} = 0,655 + 0,026 = 0,681 \text{ м},$$

$$D_{\text{т.вт.вх}} = D_{\text{т.ср.вх}} - h_{\text{т.вх}} = 0,655 - 0,026 = 0,629 \text{ м}.$$

5. Переходим к проектированию проточной части компрессора. В соответствии с рекомендациями, считая, что компрессор газогенератора трансзвуковой, выбираем значение приведенной окружной скорости на периферии рабочих лопаток первой ступени  $u_{\text{к.п.пр}} = 420 \text{ м/с}$  и величину среднего коэффициента напора  $\bar{H}_{\text{к.ср}} = 0,37$ .

Определим величину физической окружной скорости:

$$u_{\text{к.п}} = u_{\text{к.п.пр}} \sqrt{T_{\text{вВД}}^* / 288} = 420 \sqrt{337 / 288} = 454 \text{ м/с}.$$

Считая в первом приближении, что форма проточной части компрессора задается постоянством периферийного диаметра  $D_{\text{п}} = \text{const}$ , определим его величину:

$$D_{\text{к.п.вх}} = D_{\text{к.п.вых}} = \frac{u_{\text{к.п}}}{\pi \cdot n} = \frac{454}{3,14 \cdot 231} = 0,626 \text{ м}.$$

Вычислим остальные геометрические параметры компрессора:

$$F_{\text{к.п}} = \frac{\pi D_{\text{к.п.вх}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,626^2}{4} = 0,308 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{к.вт.вх}} = F_{\text{к.п}} - F_{\text{ввд}} = 0,308 - 0,207 = 0,101 \text{ м}^2,$$

$$D_{\text{к.вт.вх}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{к.вт.вх}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,101}{3,14}} = 0,359 \text{ м},$$

$$D_{\text{к.ср.вх}} = \frac{D_{\text{к.вт.вх}} + D_{\text{к.п.вх}}}{2} = \frac{0,359 + 0,626}{2} = 0,493 \text{ м},$$

$$F_{\text{к.вт.вых}} = F_{\text{к.п}} - F_{\text{к}} = 0,308 - 0,035 = 0,273 \text{ м}^2,$$

$$D_{\text{к.вт.вых}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{к.вт.вых}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,273}{3,14}} = 0,590 \text{ м},$$

$$D_{\text{к.ср.вых}} = \frac{D_{\text{к.вт.вых}} + D_{\text{к.п.вых}}}{2} = \frac{0,590 + 0,626}{2} = 0,608 \text{ м},$$

$$h_{\text{к.вых}} = \frac{D_{\text{к.п.вых}} - D_{\text{к.вт.вых}}}{2} = \frac{0,626 - 0,590}{2} = 0,018 \text{ м}.$$

Определим средний диаметр компрессора

$$D_{\text{к.ср}} = \frac{D_{\text{к.ср.вых}} + D_{\text{к.ср.вх}}}{2} = \frac{0,608 + 0,493}{2} = 0,551 \text{ м}$$

и соответствующую окружную скорость на среднем диаметре компрессора:

$$u_{\text{к.ср}} = \pi \cdot D_{\text{к.ср}} \cdot n = 3,14 \cdot 0,551 \cdot 231 = 400 \text{ м/с}.$$

Определим количество ступеней компрессора по формуле

$$z_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к}}}{H_{\text{ср}} \cdot u_{\text{к.ср}}^2} = \frac{460852}{0,37 \cdot 400^2} = 7,78.$$

Принимаем  $z_k = 8$ , уточняем значение среднего коэффициента напора компрессора:

$$\bar{H}_{\text{ср}} = \frac{L_k}{z_k \cdot u_{\text{к.ср}}^2} = \frac{460852}{8 \cdot 400^2} = 0,360.$$

При варианном подходе необходимо также рассмотреть вариант  $z_k = 7$ .

Проверим, выполняются ли ограничения по относительному диаметру втулки на выходе компрессора  $\bar{d}_{\text{вт.вых}} < 0,92$  и отношению  $\left(\frac{D_{\text{ср}}}{h}\right)_{\text{вх}} < 16$  на входе в турбину:

$$\bar{d}_{\text{вт.вых}} = \frac{D_{\text{к.вт.вых}}}{D_{\text{к.п.вых}}} = \frac{0,590}{0,626} = 0,94,$$

$$\left(\frac{D_{\text{ср}}}{h}\right)_{\text{вх}} = \frac{D_{\text{т.ср.вх}}}{h_{\text{т.вх}}} = \frac{0,655}{0,026} = 25,2.$$

Поскольку ограничения не выполняются, в следующем приближении расчет необходимо вести, задаваясь указанными геометрическими параметрами и вычисляя по ним окружные скорости и число ступеней компрессора и турбины.

Результаты проектирования первого варианта проточной части представлены в табл. 3.2, меридиональное сечение представлено на рис. 1.

Данный вариант проточной части газогенератора отличается малыми относительными высотами лопаток на выходе из компрессора и на входе в турбину, что может привести к сложностям достижения заданных КПД этих узлов. Целесообразно рассмотреть вариант турбокомпрессора с относительным диаметром втулки  $\bar{d}_{\text{вт.вых}}$  компрессора и отношением  $\left(\frac{D_{\text{ср}}}{h}\right)_{\text{вх}}$  турбины на границе рекомендованных значений.

Таблица 3.2. Результаты расчета основных конструктивно-геометрических параметров проточной части

Наименование	Значение	Ед. изм.
Частота вращения турбокомпрессора	231	1/с
Число ступеней турбины	1	-
Окружная скорость на среднем диаметре турбины	475	м/с
Параметр нагруженности турбины	0,45	-
Средний диаметр турбины	0,655	м
Периферийный диаметр на выходе из турбины	0,718	м
Втулочный диаметр на выходе из турбины	0,592	м
Периферийный диаметр на входе турбины	0,681	м
Втулочный диаметр на входе турбины	0,629	м
Высота лопатки на входе турбины	0,026	м
Число ступеней компрессора	8	-
Приведенная окружная скорость на периферии рабочей лопатки первой ступени компрессора	420	м/с
Средний коэффициент напора компрессора	0,36	-
Средний диаметр компрессора	0,551	м
Периферийный диаметр на выходе из компрессора	0,626	м
Втулочный диаметр на выходе из компрессора	0,590	м
Высота лопатки на выходе из компрессора	0,018	м
Периферийный диаметр на входе компрессора	0,626	м
Втулочный диаметр на входе компрессора	0,359	м

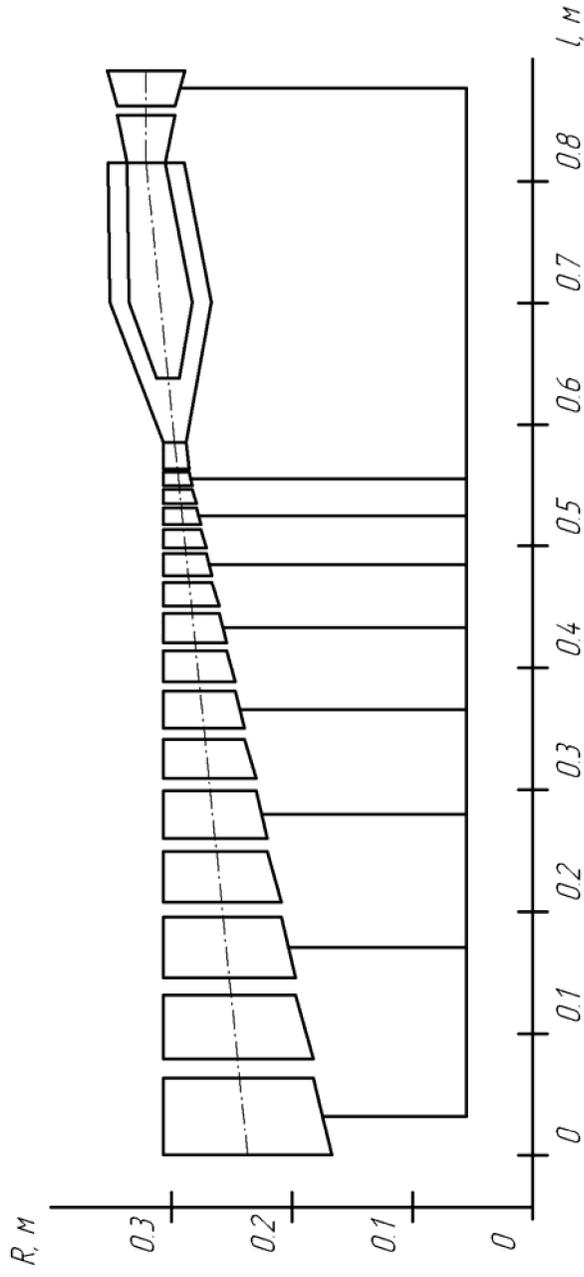


Рис. 1. Меридиональное сечение первого варианта проточной части однофазного газогенератора, полученное с использованием подсистемы АСТРА-ТК

## 4. ОПИСАНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА АСТРА-ТК

Данный программный комплекс является составной частью автоматизированной системы термогазодинамического проектирования и анализа ГТД (АСТРА).

Подсистема позволяет решать следующие основные задачи:

- определение кольцевых площадей характерных сечений проточной части из условия неразрывности потока;
- оценка числа ступеней и согласование компрессора и турбины по окружным скоростям;
- определение предельно допустимой (по растягивающим напряжениям рабочих лопаток турбины) частоты вращения ротора турбокомпрессора;
- определение абсолютных и относительных геометрических размеров характерных сечений проточной части;
- построение схем вариантов проточной части;
- выбор и учет типа охлаждения лопаток турбины;
- вариантное проектирование турбокомпрессора;
- связь и обмен данными с внешними программами.

Областью применения подсистемы является автоматизированное проектирование турбокомпрессоров авиационных ГТД различных схем, изучение и анализ взаимосвязи параметров, определяющих его облик. Процесс концептуального проектирования турбокомпрессора, включающий все процедуры, начиная с ввода исходных данных и заканчивая документированием результатов, осуществляется в компьютерной среде.

## 4.1. Описание интерфейса

Работа программы начинается с исходной страницы главного меню, которое включает три пункта (рис. 2):

- управление;
- режим работы;
- справка.

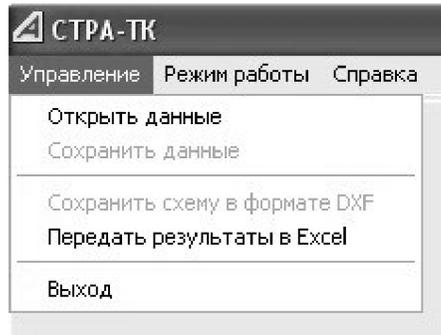


Рис. 2. Внешний вид исходной страницы, меню «Управление»

Войдя в меню **Управление**, можно выполнить следующие операции:

- *Открыть данные* проектного термогазодинамического расчета, если начинаете расчет в этой программе «с нуля»;
- *Сохранить результаты расчета*, который был проведен в данной программе;
- *Передать результаты в Excel* – передать результаты расчета проточной части турбокомпрессора в программу MS Excel в виде таблиц;
- *Сохранить схему в формате DXF* – создать детализированную схему проточной части в формате DXF; доступно только после ввода всех необходимых данных на закладке «Детализированная схема»;
- *Выход* из системы и завершение работы.

С помощью меню **Режим работы** (рис. 3) можно выбрать один из двух возможных режимов работы программы:

- упрощенный;
- полный.

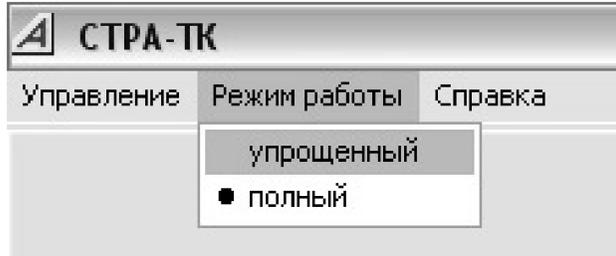


Рис. 3. Внешний вид исходной страницы, меню «Режим работы»

Меню **Справка** (рис. 4) включает:

- *Рекомендации* для проведения каждого этапа расчета: последовательность расчета, значения некоторых параметров и др.;
- *О программе* – вывод информации о программе.

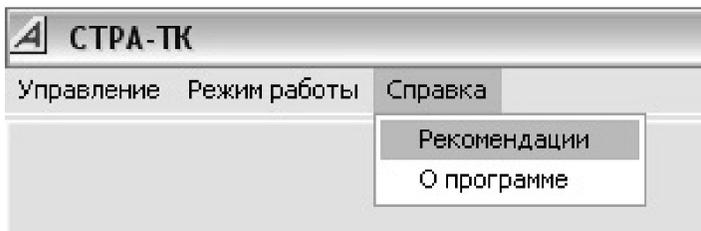
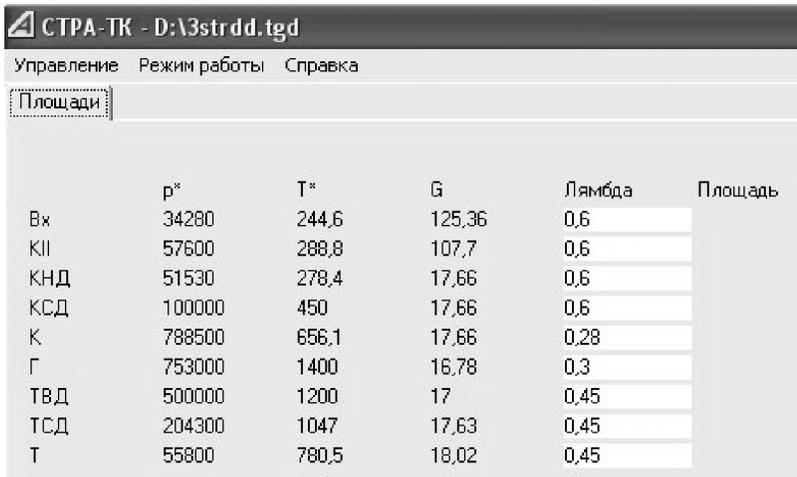


Рис. 4. Внешний вид исходной страницы, меню «Справка»

## 4.2. Пример работы с программой

Для начала работы в подсистеме необходимо войти в меню **Управление** – *Открыть данные*, выбрать файл исходных данных расчета проектируемого двигателя.

Появляется закладка «Площади» (рис. 5), на которой представлены данные, необходимые для расчета кольцевых площадей характерных сечений: значения полной температуры, полного давления и массы рабочего тела во всех характерных сечениях турбокомпрессора.



	$r^*$	$T^*$	G	Лямбда	Площадь
Вх	34280	244,6	125,36	0,6	
КII	57600	288,8	107,7	0,6	
КНД	51530	278,4	17,66	0,6	
КСД	100000	450	17,66	0,6	
К	788500	656,1	17,66	0,28	
Г	753000	1400	16,78	0,3	
ТВД	500000	1200	17	0,45	
ТСД	204300	1047	17,63	0,45	
Т	55800	780,5	18,02	0,45	

Рис. 5. Закладка «Площади»

На этой закладке приведены рекомендуемые (средние) значения приведенных осевых скоростей в характерных сечениях, которые при необходимости можно изменить, не выходя из диапазона рекомендованных значений (табл. 1.1 и 1.2). Принимаем исходные параметры и нажимаем кнопку «Расчет». Программа вычисляет величины площадей каждого сечения и выводит их на экран; кроме того, появляются еще две закладки: «Согласование» (рис. 6) и «Геометрия».

С помощью первой производится согласование компрессора и турбины по окружным скоростям, определение частоты вращения ротора и числа ступеней. С помощью второй определяются геометрические параметры по входу и выходу каждого каскада компрессора и турбины.

СТРА-ТК - D:\al21f.tgd

Управление Режим работы Справка

Площади **Согласование параметров** Геометрия

Турбокомпрессор

### Общие параметры

Частота вращения, 1/с	?? 140,23
Разрушающая частота, 1/с	---
Кэф. запаса прочности	---
Дт.ср/Дк.ср	--- 1,06612

Рассчитать частоту из условия обеспечения прочности турбины (выделите частоту n как независимую переменную)

Параметров достаточно

### Параметры турбины

Дср вх, м	?? 0,629373	▲
Ут.ср, м/с	?? 277,268	☰
Число ступеней	?? 2	
Параметр нагруженности	<< 0,4	
Удельная работа, Дж/кг	--- 422826	▼

Для расчета необходимо ещё параметров: 1

Форма канала турбины  
 Dcp=const  
 Другой геом. параметр

### Параметры компрессора

Двт/Дп вх	<< 0,3	▲
Ук.п.пер.вх, м/с	<< 400	☰
Число ступеней	?? 19,7826	
Кэф.фицент напора	<< 0,3	
Удельная работа, Дж/кг	--- 401414	▼

Форма канала компрессора  
 Dcp=const  
 Другой геом. параметр

Параметров достаточно

Рис. 6. Закладка «Согласование»

На закладке «Согласование» каждому турбокомпрессору двигателя соответствует вложенная закладка, как показано на рис. 6.

В разд. 1 (с. 22) отмечалось, что одновальный турбокомпрессор характеризуется девятью параметрами согласования, которые вычисляются в процессе расчета; из них пять независимых переменных, которыми необходимо задаться. Соответственно, на вложенных закладках представлены девять

основных параметров согласования: четыре для компрессора (относительный диаметр втулки на входе  $\bar{d}_{\text{вт.вх}} = (D_{\text{к.вт}}/D_{\text{к.п}})_{\text{вх}}$ , приведенная окружная скорость на периферии рабочей лопатки первой ступени  $u_{\text{к.п.пер.вх}}$ , число ступеней  $z_{\text{к}}$ , средний коэффициент напора  $\bar{H}_{\text{ср}}$ )<sup>2</sup>, четыре для турбины (средний диаметр на входе  $D_{\text{т.ср.вх}}$ , окружная скорость на среднем диаметре  $u_{\text{т.ср}}$ , число ступеней  $z_{\text{т}}$ , параметр нагруженности  $y_{\text{т}}^*$ ) и общая для них частота вращения ротора  $n$ . Кроме того, три величины приводятся для сведения (разрушающая частота, коэффициент запаса прочности, отношение средних диаметров турбины и компрессора, которые маркируются знаком «---»; эти три величины независимыми переменными быть не могут). Параметры, заданные пользователем как независимые переменные для согласования компрессора и турбины, отмечаются знаком «<<<» во втором столбце таблиц параметров; искомые параметры в этом столбце отмечаются знаком «??». Для удобства пользователя в программе предусмотрены подсказки, указывающие, сколько еще необходимо задать независимых переменных для расчета.

Для того чтобы частота вращения ротора определялась из условия обеспечения прочности рабочих лопаток турбины по растягивающим напряжениям, необходимо выбрать частоту вращения в качестве независимой переменной и установить галочку «Расчитать частоту из условия обеспечения прочности турбины». В появившемся окне (рис. 7) требуется указать необходимые для расчета параметры: продолжительность работы двигателя на режимах, эквивалентных максимальному; коэффициенты запаса прочности и формы лопаток турбины, материал лопатки. Кроме того, в случае охлаждаемых лопаток необходимо задать (по результатам проектного расчета) расход воздуха, отбираемого для охлаждения рабочих лопаток турбины  $\bar{G}_{\text{охл.р.л}}$  в % и его

---

<sup>2</sup> При работе в упрощенном режиме коэффициенты напора компрессора  $\bar{H}_{\text{ср}}$  и нагруженности турбины  $y_{\text{т}}^*$  задаются по умолчанию и в таблицы не выносятся. Количество независимых переменных, которыми необходимо задаваться, уменьшается с пяти до трех.

температуру, а также схему охлаждения. Галочка будет установлена только при условии корректного ввода данных.

На закладке «Согласование» (см. рис. 6) имеются, кроме того, другие элементы управления: выпадающие списки «Форма канала» и кнопки «Другой геометрический параметр». Форму канала проточной части компрессоров и турбин в первом приближении рекомендуется принимать с постоянным средним диаметром. Ее целесообразно изменять во втором и последующих приближениях для обеспечения плавности изменения проточной части, сокращения числа ступеней, изменения высоты лопаток и т.п.

Нажатием кнопки «Другой геом. параметр» можно вызвать диалоговое окно (рис. 8), в котором есть возможность вместо заданных по умолчанию диаметров  $D_{к.п.вх}$  для компрессора и  $D_{т.п.вых}$  для турбины выбрать любой геометрический параметр из представленных шести, на входе или выходе компрессора и турбины. Такой подход позволяет использовать как независимые переменные любые из 24 геометрических параметров в четырех характерных сечениях газогенератора (или турбовентилятора), в то время как только два из них при расчете данного приближения являются определяющими и вносятся в таблицу согласования (рис. 6).

### Турбина

Длительность работы на режимах, эквивалентных максимальному, ч	<input type="text" value="1000"/>
Кэф. формы	<input type="text" value=",6"/>
Кэф. запаса	<input type="text" value="2"/>
Материал лопатки РК	<input type="text" value="ЖС6К"/>
Температура на входе турбины, К	<input type="text" value="1385"/>
Температура на выходе турбины, К	<input type="text" value="1019"/>
<input checked="" type="checkbox"/> последняя ступень охлаждаемая	
Температура охлаждающего воздуха, К	<input type="text" value="783"/>
<hr/>	
Количество воздуха, отбираемого на охлаждение, %	<input type="text" value="4"/>
Схема охлаждения	<input type="text" value="Конвективно-пленочное"/>
Безразмерная глубина охлаждения	<input type="text" value="0,583781"/>

ПринятьОтказаться

Рис. 7. Окно выбора параметров, определяющих частоту вращения

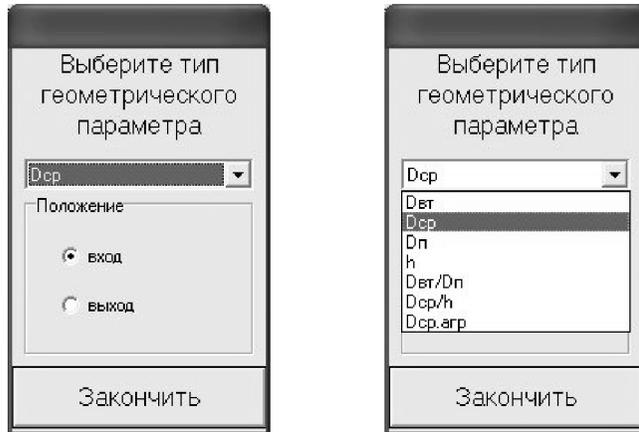


Рис. 8. Окно выбора другого геометрического параметра

После задания указанных параметров, выполняем расчет путем нажатия соответствующей кнопки.

Далее анализируем данные, для чего переходим на закладку «Геометрия». Для получения полной информации о геометрических параметрах открываем вложенную закладку «Геометрические размеры» (рис. 9). А чтобы оценить взаимное расположение компрессоров и турбин и их расположение относительно оси двигателя открываем «упрощенную схему» проточной части (рис. 10).

СТРА-ТК - D:\3strdd.tgd

Управление Режим работы Справка

Площади | Согласование параметров | **Геометрия**

Упрощенная схема | **Геометрические размеры**

	Вентилятор	КСД	КВД	ТВД
F вх	1,74168	0,174135	0,114082	0,0458189
Dп вх	2,64013	1,12759	0,799757	0,625643
Dср вх	2,4101	1,07608	0,751431	0,601392
Det вх	2,18007	1,02457	0,703105	0,577141
h вх	0,230029	0,05151	0,0483258	0,0242514
Det/Dп вх	0,825744	0,908637	0,879149	0,922475
Dср/h вх	10,4774	20,8907	15,5493	24,7982
F вых	1,14177	0,114082	0,0331427	0,0453289
Dп вых	2,5609	1,10983	0,765471	0,625384
Dср вых	2,4101	1,07608	0,751431	0,601392
Det вых	2,2593	1,04233	0,737392	0,5774
h вых	0,150798	0,0337461	0,0140394	0,0239921
Det/Dп вых	0,882231	0,939187	0,963318	0,923273
Dср/h вых	15,9824	31,8875	53,5229	25,0663
Dср	2,4101	1,07608	0,751431	0,601392

Форма канала: Dcp=const Dcp=const Dcp=const Dcp=const

Характ. размер: Dп Dп Dп Dcp.arp

Положение:  вх  вых  вх  вых  вх  вых  вх  вых

Величина: 2,64013 1,12759 0,799757 0,601392

Рис. 9. Вложенная закладка «Геометрические размеры»

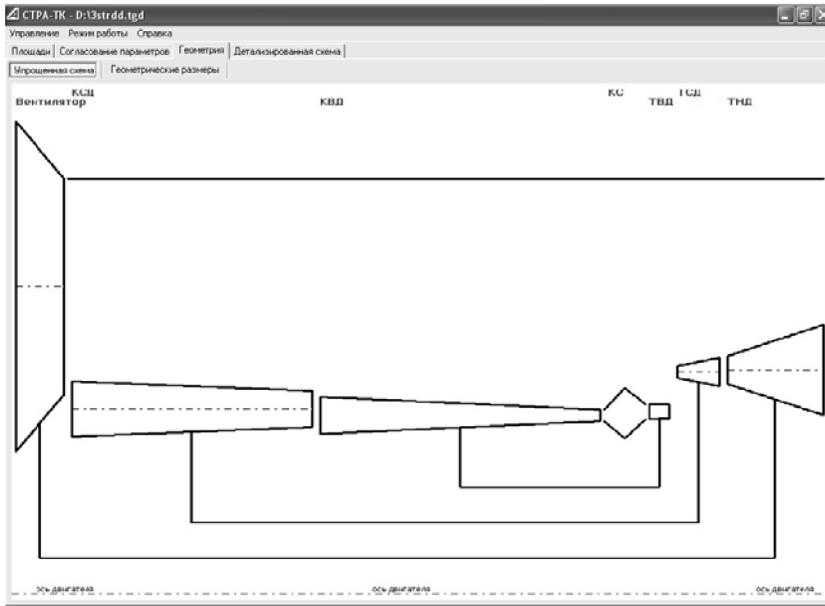


Рис. 10. Вложенная закладка «Упрощенная схема»

Геометрические параметры, на которые пользователю следует обратить внимание, маркируются синим (параметр выходит за границы рекомендуемых значений) или красным (отрицательный параметр) цветом.

Корректируем данные, форму проточной части узлов, при необходимости выбираем в качестве независимых переменных другие параметры; проводим расчет повторно. Эту последовательность операций проводим до тех пор, пока не будет решена задача, которую перед собой ставил пользователь (скомпоновать один или несколько вариантов проточной части, принять решение о перераспределении работы между турбинами (компрессорами), оценить целесообразность выбора другой схемы двигателя).

В процессе проектирования проточной части может получиться дробное число ступеней (если оно не задается как независимая переменная величина). Поэтому в последней итерации расчета необходимо задавать целое число ступеней.

После того как число ступеней всех компрессоров и турбин будет выбрано и ни по одному из их геометрических параметров не будет нарушено ограничение

(все геометрические параметры положительны, относительные диаметры втулки менее единицы и т.п.), появится закладка «Детализированная схема». На этой закладке для каждого компрессора и турбины предусмотрена вложенная закладка с его названием (рис. 11 и 12). На каждой вложенной закладке в таблице указаны параметры, характеризующие детализированную схему проточной части турбокомпрессора. Для компрессора: площадь кольцевого сечения на входе в ступень  $F_{\text{входа}}$ , высота рабочих лопаток ступени  $h_{\text{л.рк}}$ , относительное удлинение рабочих лопаток  $\bar{S}_{\text{рк}} = \left( h_{\text{л}} / S_{\text{л}} \right)_{\text{рк}}$ , ширина рабочих лопаток  $S_{\text{л.рк}}$ , отношение ширины лопаток направляющих аппаратов к ширине лопаток РК  $S_{\text{л.на}} / S_{\text{л.рк}}$ , ширина лопаток НА  $S_{\text{л.на}}$ , относительный осевой зазор между лопатками РК и НА  $\Delta_s / S_{\text{л.рк}}$ , осевой зазор  $\Delta_s$ , относительный радиальный зазор между лопатками РК и корпусом  $\Delta_r / h_{\text{л.рк}}$ , радиальный зазор  $\Delta_r$ . Для построения детализированной схемы проточной части компрессора часть из них необходимо задать (либо принять величины, заданные по умолчанию): относительное удлинение рабочих лопаток  $\bar{S}_{\text{рк}} = \left( h_{\text{л}} / S_{\text{л}} \right)_{\text{рк}}$ , отношение ширины лопаток направляющих аппаратов к ширине лопаток РК  $S_{\text{л.на}} / S_{\text{л.рк}}$ , относительный осевой зазор между лопатками РК и НА  $\Delta_s / S_{\text{л.рк}}$ , относительный радиальный зазор между лопатками РК и корпусом  $\Delta_r / h_{\text{л.рк}}$ .

Аналогично для турбины в таблице (см. рис. 12) указаны следующие параметры: площадь кольцевого сечения на выходе из ступени  $F_{\text{выхода}}$ , средний диаметр ступени  $D_{\text{ср.ст}}$ , отношение ширины рабочих лопаток к среднему диаметру ступени  $S_{\text{л.рк}} / D_{\text{ср.ст}}$ , ширина рабочих лопаток  $S_{\text{л.рк}}$ , отношение ширины лопаток сопловых аппаратов к среднему диаметру ступени  $S_{\text{л.са}} / D_{\text{ср.ст}}$ , ширина лопаток сопловых аппаратов  $S_{\text{л.са}}$ , относительный осевой

зазор между лопатками РК и СА  $\Delta_s/S_{л.рк}$ , осевой зазор  $\Delta_s$ , радиальный зазор между лопатками РК и корпусом  $\Delta_r$ . Из них отношение ширины рабочих лопаток к среднему диаметру ступени  $S_{л.рк}/D_{ср.ст}$ , отношение ширины лопаток сопловых аппаратов к среднему диаметру ступени  $S_{л.са}/D_{ср.ст}$ , относительный осевой зазор между лопатками РК и СА  $\Delta_s/S_{л.рк}$  и радиальный зазор между лопатками РК и корпусом  $\Delta_r$  необходимо задать (либо принять величины, заданные по умолчанию).

После выбора и расчета всех требуемых параметров детализированной схемы для вывода ее в CAD-системах заходим в меню **Управление** – *Сохранить схему в формате DXF*. В появившемся диалоговом окне выбираем нужное размещение файла, задаем его название и нажимаем кнопку «Сохранить».

Для прорисовки детализированной схемы проточной части турбокомпрессора необходимо импортировать полученный файл детализированной схемы проточной части из формата DXF. Пример детализированной схемы в среде КОМПАС представлен на рис. 13.

Результаты проектирования проточной части турбокомпрессора целесообразно вывести в виде таблиц в MS Excel (рис. 14), при необходимости отредактировать и внедрить в различные документы или отчеты. Для этого заходим в меню **Управление** – *Передать результаты расчета в Excel*.

СТРА-ПК - D:\3strddd.tgd

Управление Режим работы Справка

Плошадки Согласование параметров Геометрия Детализированная схема

Вентилятор КСД КВД ТВД ТСД ТНД

№ ступени	Гвхода, м <sup>2</sup>	h <sub>0</sub> /SlPK, м	h <sub>0</sub> /SlPK	SlPK, м	SlHA/SlPK	SlHA, м	Delta s/SlPK	Delta s, м	Delta r/h <sub>0</sub> PK	Delta r, м
1	0,174135	0,0910191	2,2	0,0413723	0,83	0,034339	0,25	0,0103431	0,01	0,000910191
2	0,155595	0,0813233	2,2	0,0368651	0,83	0,0306811	0,25	0,00924129	0,01	0,000813233
3	0,140305	0,0733365	2,2	0,0333348	0,83	0,0276679	0,25	0,00833369	0,01	0,000733365
4	0,128295	0,0670587	2,2	0,0304812	0,83	0,0252994	0,25	0,0076203	0,01	0,000670587
5	0,119554	0,0624898	2,2	0,0284045	0,83	0,0235757	0,25	0,00710112	0,01	0,000624898

Рис. 11. Залка «Детализированная схема», вариант для компрессора

СТРА-ПК - D:\3strddd.tgd

Управление Режим работы Справка

Плошадки Согласование параметров Геометрия Детализированная схема

Вентилятор КСД КВД ТВД ТСД ТНД

№ ступени	Гвхода, м <sup>2</sup>	D <sub>ср.ст.</sub> , м	SlPK/D <sub>ср.ст.</sub>	SlPK, м	SlHA/D <sub>ср.ст.</sub>	SlHA, м	Delta s/SlPK	Delta s, м	Delta r, м
1	0,14005	0,738964	0,045	0,0332534	0,06	0,0443378	0,27	0,00897841	0,00115
2	0,197311	0,738964	0,045	0,0332534	0,06	0,0443378	0,27	0,00897841	0,00115
3	0,256257	0,738964	0,045	0,0332534	0,06	0,0443378	0,27	0,00897841	0,00115
4	0,307457	0,738964	0,045	0,0332534	0,06	0,0443378	0,27	0,00897841	0,00115
5	0,347226	0,738964	0,045	0,0332534	0,06	0,0443378	0,27	0,00897841	0,00115

Рис. 12. Залка «Детализированная схема», вариант для турбины

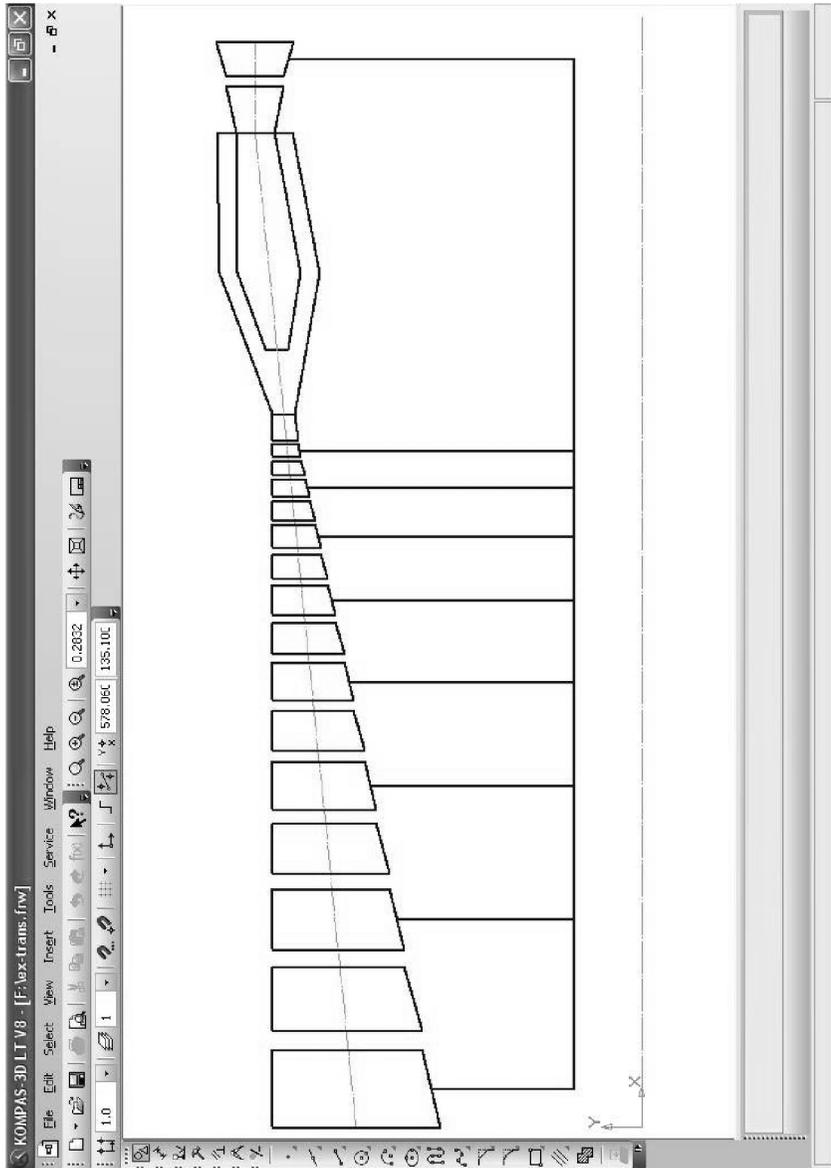


Рис. 13. Пример детализированной схемы меридионального сечения проточной части турбокомпрессора двухвального ТРДД в среде КОМПАС

	A	B	C	D
1				
2				
3	Турбокомпрессор НД			
4	Частота вращения ротора, 1/с	104,4		
5	Турбина:			
6	Окружная скорость на среднем диаметре, м/с	204		
7	Количество ступеней	4		
8	Параметр нагруженности	0,476		
9	Удельная работа, Дж/кг	335203		
10	Компрессор:			
11	Приведенная окружная скорость на периферии первой лопатки, м/с	568		
12	Количество ступеней	1		
13	Средний коэффициент напора	0,3		
14	Удельная работа, Дж/кг	48967		
15				
16				
17	Турбокомпрессор ВД			
18	Частота вращения ротора, 1/с	178,8		
19	Турбина:			
20	Окружная скорость на среднем диаметре, м/с	327		
21	Количество ступеней	2		
22	Параметр нагруженности	0,460		
23	Удельная работа, Дж/кг	454572		
24	Компрессор:			
25	Приведенная окружная скорость на периферии первой лопатки, м/с	385		
26	Количество ступеней	12		
27	Средний коэффициент напора	0,378		
28	Удельная работа, Дж/кг	464830		
29				
30				
31				
32				
33				
34				

Рис. 14. Пример таблицы параметров согласования в среде MS Excel

Встроенная справочная система (рис. 15) позволяет оперативно получать доступ к информации о меню и правилах работы с программой; рекомендуемые значения параметров согласования, прочности и др.; рекомендуемую последовательность расчета газогенератора и турбовентилятора. Кроме того, справка содержит необходимые сведения о закладках программы.

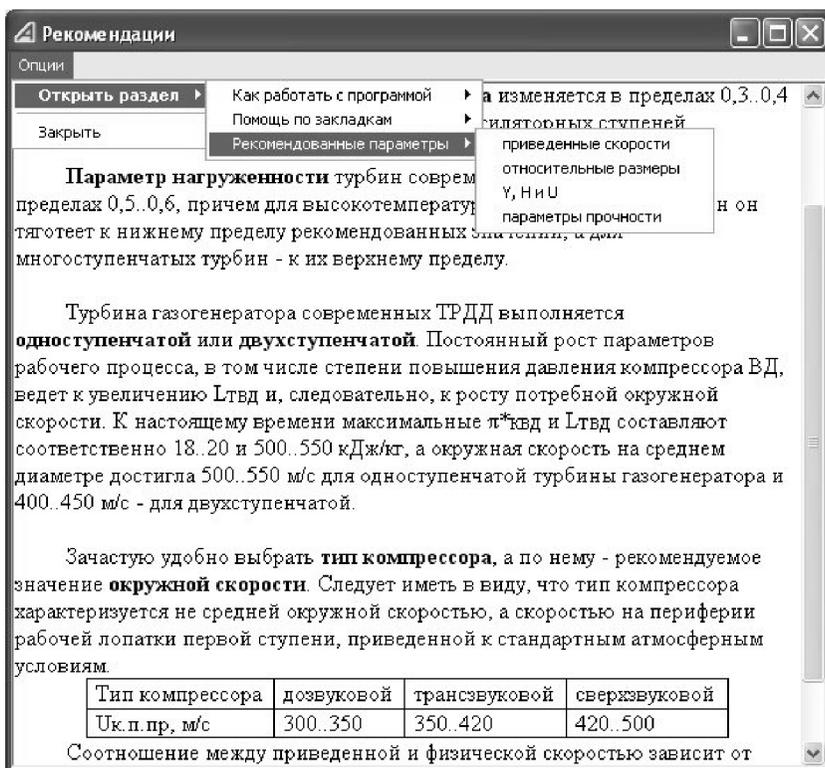


Рис. 15. Фрагмент справки по программе

## **5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Программа работает на IBM-совместимых компьютерах под управлением операционной среды MS Windows 95/98/2000/Me/XP.

Аппаратные требования:

- монитор и видеокарта, поддерживающие режим отображения с разрешением 1024x768 точек и разрядностью цветопередачи 16 бит;
- тактовая частота процессора не менее 300 МГц;
- объем оперативной памяти не менее 32 Мб;
- объем свободного пространства на жестком диске не менее 2 Мб.

## **6. СВЕДЕНИЯ О РАЗРАБОТЧИКЕ ПОДСИСТЕМЫ**

Разработчик:

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева, кафедра теории двигателей летательных аппаратов.

Авторы:

аспирант Крупенич И.Н.;

д-р техн. наук, проф. Кузьмичев В.С.;

канд. техн. наук, проф. Кулагин В.В.;

аспирант Ткаченко А.Ю.

Контактная информация:

e-mail: [kru@ssau.ru](mailto:kru@ssau.ru)

[kulvv@ssau.ru](mailto:kulvv@ssau.ru)

[kuzm@ssau.ru](mailto:kuzm@ssau.ru)

[tau@ssau.ru](mailto:tau@ssau.ru)

## 7. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какое место в процессе проектирования двигателя занимает оценка диаметральных размеров проточной части и числа ступеней турбокомпрессора? В чем трудности решения этой задачи?

2. Как определяются площади характерных сечений проточной части? Как по ним определить диаметральные размеры проточной части?

3. От чего зависит число ступеней компрессора (вывод и анализ формулы для  $z_k$ )?

4. От чего зависит число ступеней турбины (вывод и анализ формулы для  $z_T$ )?

5. Чем определяются напряжения растяжения от центробежных сил в рабочих лопатках турбины (вывод и анализ формулы для  $\sigma_p$ )?

6. Изложите методику определения максимально допустимой частоты вращения ротора газогенератора.

7. Изложите методику оценки числа ступеней и диаметральных размеров проточной части турбины газогенератора ТРДД.

8. Приведите различные способы оценки числа ступеней и диаметральных размеров проточной части компрессора газогенератора ТРДД.

9. Изложите методику оценки числа ступеней и диаметральных размеров проточной части компрессора НД (вентилятора) ТРДД.

10. Изложите методику оценки числа ступеней и диаметральных размеров проточной части турбины вентилятора ТРДД.

11. Изложите методику оценки числа ступеней и диаметральных размеров проточной части подпорных ступеней вентилятора ТРДД.

12. Охарактеризуйте универсальный подход к оценке числа ступеней и диаметральных размеров проточной части газотурбинных двигателей различных типов и схем.

13. Каковы особенности методики расчета диаметральных размеров проточной части одновальных и двухвальных ТРД(Ф)?

14. Изложите подход к расчету диаметральных размеров проточной части турбокомпрессоров трехвального ТРДД(Ф).

15. Каковы особенности методики расчета диаметральных размеров проточной части ТВВД и свободной турбины ТВАД?

16. Составьте укрупненную методику расчета диаметральных размеров проточной части турбокомпрессоров двухвального ТВД.

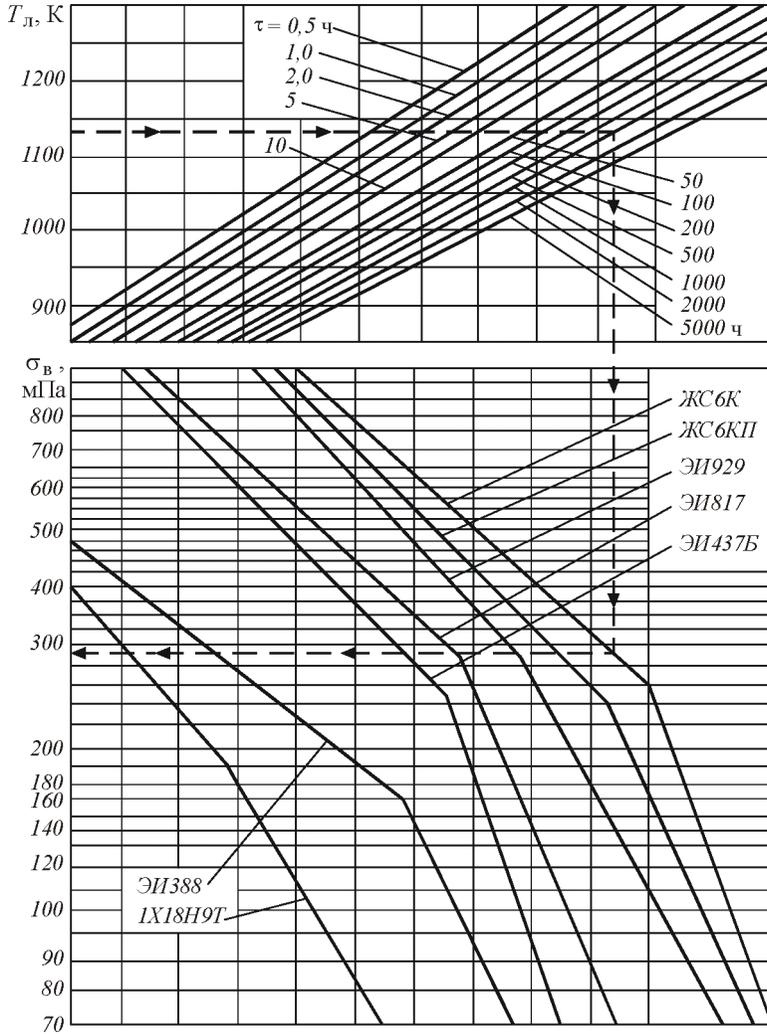
17. Перечислите пути уменьшения числа ступеней компрессора.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузьмичев В.С., Трофимов А.А. Проектный расчет основных параметров турбокомпрессоров авиационных ГТД. Куйбышев: КуАИ, 1990. – 72 с.
2. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Кн. 1. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Кн. 2. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. М.: Машиностроение, 2003. – 616 с.: ил.
3. Научный вклад в создание авиационных двигателей. Кн. 1 (725 с.). Кн.2 (616 с.) / Под общей ред. В.А. Скибина и В.И. Солонина. М.: Машиностроение, 2000.
4. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / В.П. Деменчонок и др.; Под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. М.: Машиностроение, 1979. – 432 с.
5. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Кн. 3. Основные проблемы: начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / С.К. Бочкарев, В.С. Кузьмичев и др.; Под общ. ред. В.В. Кулагина. М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
6. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / Под ред. В.А. Сосунова и В.М. Чепкина. М.: Изд. МАИ, 2003.–688с.
7. Холщевников К.В. Некоторые вопросы теории и расчета ТРД. М.: Оборонгиз, 1960. – 118 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

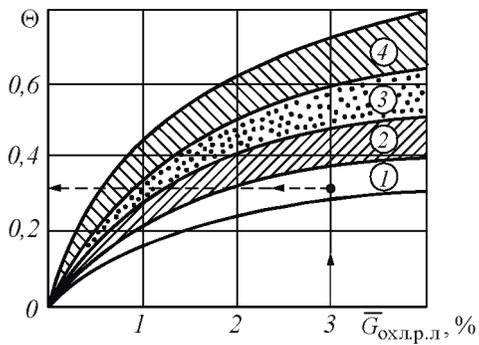
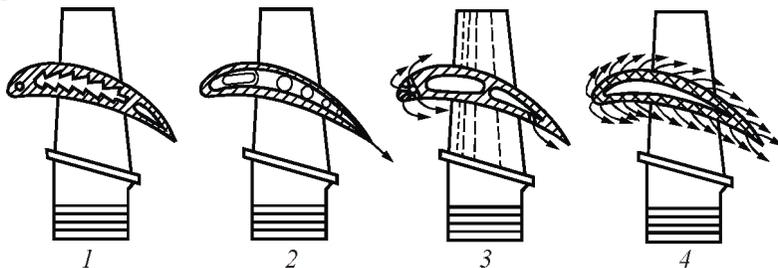
Приложение 1. Номограмма для определения величины разрушающего напряжения  $\sigma_B$  в зависимости от температуры рабочей лопатки турбины  $T_{л}$ , длительности работы ( $\tau$ ) двигателя на режимах, эквивалентных максимальному, и материала лопатки



Приложение 2. Зависимости глубины охлаждения  $\Theta$  рабочей лопатки турбины от количества воздуха  $\bar{G}_{\text{охл.л.}}$ , отбираемого на ее охлаждение, и схемы охлаждения:

- 1 – конвективное охлаждение, радиальные каналы;
- 2 – конвективное охлаждение, вставной дефлектор;
- 3 – конвективно-пленочное охлаждение;
- 4 – пористое охлаждение

$T_{\Gamma}^* = 1350 \dots 1450 \text{ K}; \quad 1450 \dots 1550 \text{ K}; \quad 1600 \dots 1700 \text{ K}; \quad 1700 \dots 1900 \text{ K}$



Приложение 3. Величины  $D_{эф}/h$  и относительного диаметра втулки на входе для 36 двигателей различных типов и схем [1]

№	Наименование двигателя	Отношение $D_{эф}/h$						Относительный диаметр втулки на входе		
		ТНД(СТ)		ТСД		ТВД		КВД	КСД (ПС)	КНД(В)
		вых	вх	вых	вх	вых	вх			
Двухвалвные ТРДД										
1.	E <sup>3</sup> (G.-E.)	5,7	10,5	-	-	10,7	13,2	0,51	0,71	0,36
2.	TF39 (G.-E.)	3,8	10,3	-	-	10,6	15	0,53	-	0,36
3.	CF6-50C (G.-E.)	4,3	10,3	-	-	10,6	15	0,53	0,8	0,37
4.	F101-GE-100 (G.-E.)	4,6	9,8	-	-	12,3	15	0,71	-	0,5
5.	IT9D-59A (P.W.)	4,2	7,8	-	-	9,5	15	0,74	0,77	0,37
6.	E <sup>3</sup> (P.W.)	4	10,5	-	-	10,6	13	0,68	0,77	0,37
7.	IT10D-2 (P.W.)	3,6	8	-	-	11	15	0,6	-	0,37
8.	PW2037 (P.W.)	3,7	7,7	-	-	8,1	12,2	0,63	0,8	0,34
9.	F100-PW-100 (P.W.)	3,2	5,3	-	-	7,5	11,6	0,71	-	0,39
10.	RB432 (R.-R.)	3,5	7,7	-	-	10,9	11,3	0,67	-	0,39
11.	TFE731-3 (Гэрригг-Эрисери)	3,6	4,3	-	-	6,7	7	0,68	-	0,49
12.	CFM56-2 (SNECMA G.-E.)	4,5	9	-	-	11,2	11,7	0,72	0,8	0,39
13.	ALF5021 (Авко Лайкоминг)	3,3	3,6	-	-	5,1	1	0,58	0,89	0,46
14.	НК-8-4 (СССР)	3,87	5,4	-	-	7	7,7	0,7	0,7	0,4

Продолжение прил. 3

№	Наименование двигателя	Отношение $D_{cp}/h$						Относительный диаметр втулки на входе		
		ТНД(СТ)		ТСД		ТВД		КВД	КСД (ПС)	КВД(В)
		вых	вх	вых	вх	вых	вх			
15.	Д-30КП (СССР)	3,9	6,2	-	-	7,6	14	0,58	-	0,4
16.	АИ-25 (СССР)	4,9	7	-	-	10	11	0,72	-	0,4
Трехвальные ТРД										
17.	RB211-524В (R.-R.)	4,2	7,8	8	12	13	15	0,8	0,7	0,3
18.	Д-36 (СССР)	4,7	6,9	9	8,8	15	16	0,82	0,6	0,3
Одновальные ТРД										
19.	Астафан IV (Турбомека)	3,1	8,6	-	-	-	-	0,4	-	0,5
20.	M53 (SNECMA)	3,7	6,4	-	-	-	-	0,72	-	0,3
Одновальные ТРД										
21.	Вайпер ASV20 (Бристоль Сидли)	5,9	6,2	-	-	-	-	0,49	-	-
22.	J79-GE-19 (G.-E.)	4,2	11	-	-	-	-	0,35	-	-
23.	GE4/J5P-A/B (G.-E.)	4,5	7	-	-	-	-	0,5	-	-
24.	J85-GE-17 (G.-E.)	3,7	5,3	-	-	-	-	0,5	-	-
Двухвальные ТРД										
25.	Олимп 593-38 (R.-R./SNECMA)	3	3,4	-	-	5,6	6,5	0,6	-	0,3

Окончание прил. 3

№	Наименование двигателя	Отношение $D_{ср}/h$						Относительный диаметр втулки на входе		
		ТНД(СТ)		ТСД		ТВД		КВД	КСД (ПС)	КНД(В)
		вых	вх	вых	вх	вых	вх			
Одновальные ТВД										
26.	«Астазу» ХХ (Турбомека)	3,3	7,5	-	-	-	-	0,6	-	-
27.	T56-A-18 (Аллисон)	3,8	12	-	-	-	-	0,5	-	-
28.	АИ-20М (СССР)	5,1	9,8	-	-	-	-	0,5	-	-
29.	НК-12МВ (СССР)	3,6	11	-	-	-	-	0,5	-	-
Двухвальные ТВД										
30.	«Тайп» RTy12 (R.-R.)	5	7,5	-	-	13	16	0,8	-	0,5
Турбовальные ГТД										
31.	RB360 «Джем2» (R.-R.)	3	5,4	7	7	13	14	0,6	-	-
32.	T65-T1 (Континент)	5	5	-	-	5,5	9,3	0,8	-	-
33.	LTS101-630C2 (Авко Лайкоминг)	6	7,8	-	-	7	12	0,7	-	-
34.	ГТД250-С20 (Аллисон)	3	5,2	-	-	7	11	0,4	-	-
35.	T700-GE-700 (G.-E.)	5	6,4	-	-	7,7	11	0,6	-	-
36.	T64-GE-16	4	8,9	-	-	6,4	14	0,5	-	-

## ГЛОССАРИЙ

1. **Алгоритм** – ряд последовательных действий, необходимых для решения задачи.
2. **Газогенератор** – совокупность компрессора высокого давления, камеры сгорания и турбины высокого давления.
3. **Данные основные (двигателя)** – совокупность основных параметров двигателя (тяга ТРД(Ф) и ТРДД(Ф), эффективная, эквивалентная мощность на валу ТВаД и ТВ(В)Д, расход топлива, масса двигателя, габаритные размеры, ресурс, стоимость).
4. **Изоэнтропический, изоэнтропный** – идеальный (происходящий при постоянной энтропии).
5. **Критерий эффективности двигателя** – признак, на основании которого производится оценка эффективности двигателя (общий КПД, удельный расход топлива и т.д.).
6. **Метод последовательных приближений** – метод вычисления, при котором одна и та же последовательность действий выполняется многократно, а параметры, полученные на каждом приближении, используются как исходные для последующего.
7. **Модель двигателя математическая** – совокупность уравнений, условий и ограничений, принятых для описания физических процессов в двигателе, из которых одна часть отражает условия совместной работы основных узлов и элементов, а другая представляет собой описание их свойств и характеристик.
8. **Модель математическая** - совокупность расчетных формул, вычислительных алгоритмов, табличных, графических результатов. Математические модели являются информационным аналогом изделия и решают задачи анализа.

9. **Нагруженность (ступени турбины)** – параметр ступени турбины, характеризует кинематику потока и уровень КПД ступени, а также ее режим работы; показывает отношение окружной скорости ступени к идеальной работе ступени. Чем меньше этот параметр, тем больше нагруженность ступени (больше работа при той же окружной скорости).
10. **Напорность (ступени компрессора)** – параметр, определяющий степень нагруженности ступени ОК, равен отношению удельной работы ступени к квадрату окружной скорости.
11. **Параметры заторможенного потока** – параметры потока, соответствующие случаю, когда скорость течения уменьшается до нуля при отсутствии энергетического обмена с окружающей средой (энтальпия, температура и давление при этом достигают максимального возможного значения).
12. **Параметр оптимальный** – наиболее благоприятный по выбранным критериям параметр.
13. **Параметры потока полные** – см. параметры заторможенного потока.
14. **Показатель изоэнтропы (рабочего тела)** – отношение теплоемкостей газа при постоянном давлении и объеме  $k = c_p / c_v$ , существенно зависит от температуры и состава смеси (ориентировочно равен 1,4 для воздуха, 1,33 для затурбинного газа).
15. **Постоянная универсальная газовая** – постоянная  $\tilde{R}$  в уравнении состояния для моля идеального газа  $p\tilde{v} = \tilde{R}T$ .
16. **Постоянная удельная газовая** – универсальная газовая постоянная, отнесенная к 1 кг данного вещества.
17. **Производительность (ступени компрессора)** – объемный расход воздуха.
18. **Прототип** – двигатель, выбранный в качестве базового при проектировании.
19. **Размерность (двигателя, компрессора)** – определяется главным образом диаметрными размерами.
20. **Решение компромиссное** – решение, в равной степени удовлетворяющее совокупности условий.
21. **Свойства теплофизические (рабочего тела)** – показатель изоэнтропы, теплоемкость, газовая постоянная и т.д.
22. **Теплоемкость (рабочего тела)** – количество теплоты, которое необходимо передать рабочему телу для увеличения его температуры на один градус.

23. **Характеристики двигателя** – зависимости основных данных, удельных параметров, температуры и давления газа в различных сечениях проточной части и других параметров двигателя от режима его работы или от внешних – атмосферных и полетных – условий.
24. **Энтальпия (теплосодержание)** – функция состояния термодинамической системы, равная сумме внутренней энергии и произведения объема на давление; численно равна произведению теплоемкости при изобарном процессе на температуру.
25. **Энтропия** – функция состояния термодинамической системы, определяемая тем, что ее дифференциал ( $dS$ ) при элементарном равновесном (обратимом) процессе равен отношению бесконечно малого количества теплоты ( $dQ$ ), сообщенной системе, к термодинамической температуре ( $T$ ) системы 
$$dS = \frac{dQ}{T}$$
. Сохраняется постоянной при идеальном процессе.
26. **Степень двухконтурности** – отношение расхода воздуха, проходящего через наружный контур, к расходу воздуха, проходящего через внутренний контур.
27. **Параметры двигателя приведенные** – параметры, определенные в стандартных атмосферных условиях, или приведенные к ним.
28. **Коэффициент формы лопатки** – отношение площади периферийного сечения лопатки к площади ее втулочного сечения.
29. **Коэффициент запаса прочности** – отношение разрушающего напряжения к действующему.
30. **Турбокомпрессор каскада ВД (НД, СД)** – совокупность компрессора ВД (НД, СД) и турбины ВД (НД, СД).
31. **Турбокомпрессор** – совокупность турбокомпрессоров всех каскадов двигателя.
32. **Турбовентилятор** – совокупность вентилятора и вращающей его турбины (турбокомпрессор НД).
33. **Компрессор** – агрегат, предназначенный для подвода механической энергии к рабочему телу с целью повышения его давления.
34. **Турбина** – агрегат, предназначенный для преобразования тепловой и потенциальной энергии рабочего тела в мощность на валу.

35. **Машина лопаточная** – устройство, в проточной части которого осуществляется подвод (или отвод) механической энергии к потоку рабочего тела, проходящего через машину.
36. **Венец лопаточный** – совокупность лопаток, установленных в ободке или на диске.
37. **Колесо рабочее** – вращающийся лопаточный венец.
38. **Аппарат направляющий** – неподвижный лопаточный венец компрессора.
39. **Аппарат сопловой** – неподвижный лопаточный венец турбины.
40. **Ступень компрессора** – совокупность рабочего колеса и расположенного за ним направляющего аппарата.
41. **Ступень турбины** – совокупность соплового аппарата и расположенного за ним рабочего колеса.
42. **Ротор** – совокупность всех рабочих колес в проточной части лопаточной машины.
43. **Статор** – совокупность всех направляющих аппаратов (или сопловых аппаратов).
44. **Вентилятор** – компрессор НД, работающий на оба контура ТРДД.
45. **Диаметр относительный втулочный** – отношение втулочного диаметра сечения к его периферийному диаметру  $\bar{d}_{вт} = \frac{D_{вт}}{D_{п}}$ .
46. **Коэффициент скорости** – отношение скорости потока к критической скорости.
47. **Скорость приведенная** – см. коэффициент скорости.
48. **Режим течения критический** – режим, когда скорость потока равна скорости звука в потоке.
49. **Число Маха** – отношение скорости потока к скорости звука в потоке.
50. **Температура критическая** – значение температуры в потоке, соответствующее критическому режиму.
51. **Скорость критическая** – скорость звука для критического режима.
52. **Удлинение относительное** – отношение высоты лопатки к ширине лопаточного венца.
53. **Зазор осевой** – осевое расстояние между неподвижными и вращающимися венцами лопаточной машины.
54. **Зазор радиальный** – расстояние между корпусом лопаточной машины и её вращающимися венцами, измеренное в радиальном направлении.



Учебное издание

*Кулагин Виктор Владимирович  
Кузьмичев Венедикт Степанович  
Крупенич Илья Николаевич  
Ткаченко Андрей Юрьевич*

**ВАРИАНТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРА ГТД  
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОДСИСТЕМЫ АСТРА-ТК**

Учебное пособие

Технический редактор *В.Н. Вякин*  
Редакторская обработка *А.А. Нечитайло*  
Корректорская обработка *О.Ю. Дьяченко*  
Компьютерная верстка *В.Н. Курганова*  
Доверстка *К.А. Айталиева*

Подписано в печать 25.11.06. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л.4,8. Усл. кр.-отг. 4,9. Печ. л. 5,0.

Тираж 50 экз. Заказ . ИП - 90/2006

Самарский государственный  
аэрокосмический университет.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34

---

Изд-во Самарского государственного  
аэрокосмического университета.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34

