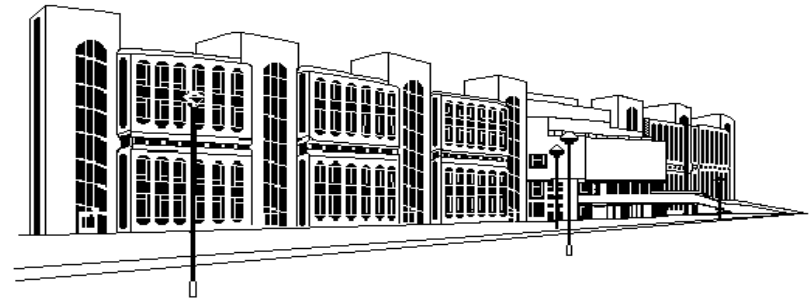


**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ**

В.Н. Котовский

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ХАРАКТЕРИСТИК АВИАЦИОННЫХ
СИЛОВЫХ УСТАНОВОК**



ISBN 978-5-86311-998-4



Москва - 2015

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ» (МГТУ ГА)**

**Кафедра двигателей летательных аппаратов
В.Н. Котовский**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ХАРАКТЕРИСТИК АВИАЦИОННЫХ
СИЛОВЫХ УСТАНОВОК**

Тексты лекций

Утверждено Редакционно-
издательским советом МГТУ ГА
в качестве учебного пособия

Москва-2015

УДК 629.735.03:519.87 (075.8)

ББК 0551-01

К73

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Московского государственного технического университета ГА

Рецензенты: д-р техн. наук, доц. В.М. Самойленко (МГТУ ГА);
д-р техн. наук, доц. А.В. Луковников (ЦИАМ им. П.И. Баранова)

Котовский В.Н.

К73 Математическое моделирование характеристик авиационных силовых установок: тексты лекций. - М.: МГТУ ГА, 2015. - 92 с., 75 рис., 5 табл.

ISBN 978-5-86311-998-4

В текстах лекций изложен метод расчета эксплуатационных характеристик двухконтурных турбореактивных двигателей. Этот метод предназначен для использования при подготовке магистерской диссертации по авиационным двигателям студентами-магистрами, а также может использоваться в процессе выполнения дипломных проектов по авиационным ГТД студентами других категорий.

Тексты лекций издаются в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Математическое моделирование процессов в авиационных силовых установках» по направлению подготовки 25.04.01 (162300) – Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей для студентов-магистров.

Рассмотрены и одобрены на заседаниях кафедры 14.11.2013 г. и методического совета 19.11.2013 г.

ББК 0551-01

Доп. св. тем. план 2015 г.
поз. 59

КОТОВСКИЙ Владимир Николаевич

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
АВИАЦИОННЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК
Учебное пособие

Подписано в печать 04.09.15 г.

Печать офсетная
5,3 усл.печ.л.

Формат 60x84/16
Заказ № 28

6,7 уч.-изд. л.
Тираж 30 экз.

Московский государственный технический университет ГА

125993 Москва, Кронштадтский бульвар, д. 20

Редакционно-издательский отдел

125493 Москва, ул. Пулковская, д.6а

ISBN 978-5-86311-998-4

© Московский государственный
технический университет ГА, 2015

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время основные параметры и эксплуатационные характеристики авиационных ГТД определяются, в основном, путем их расчета по характеристикам основных элементов силовой установки с учетом принятой программы регулирования и эксплуатационных ограничений двигателя. В данном пособии изложена методика определения параметров и эксплуатационных характеристик двухвальных авиационных ТРДД со смешением потоков.

Все рассматриваемые режимы работы двигателя – установившиеся, а параметры потока в каждом сечении проточной части – осредненные.

Расчетным режимом работы двигателя является максимальный режим в расчетных условиях полета.

Глава 1. Основные уравнения движения газа в силовых установках и их элементах

Характер течения газа в различных элементах двигателя весьма сложен. Так, при течении воздуха и газа через вращающиеся и неподвижные лопаточные венцы компрессоров и турбин поток получает значительную закрутку вокруг оси этих элементов, что вызывает изменение его параметров в поперечных сечениях вдоль радиуса за счет центробежных сил. Наличие вязкости приводит к появлению на обтекаемых поверхностях элементов двигателя пограничного слоя, вызывающего дополнительное изменение параметров газа вблизи этих поверхностей. Кроме того, во многих случаях движение воздуха и газа в двигателях происходит с такими значениями чисел Маха, когда существенно проявляется их сжимаемость.

Так как рабочие колеса компрессоров и турбин имеют конечное число лопаток, то параметры газа в любой точке проточной части двигателя при вращении роторов периодически изменяются во времени. Поэтому течение газа в элементах двигателя даже на установившихся режимах его работы является нестационарным.

Таким образом, течение газа в элементах двигателя является трехмерным, нестационарным течением вязкого сжимаемого газа. Оно описывается уравнениями Навье-Стокса, решение которых даже с упрощающими предположениями (уравнений Рейнольдса) требует использования мощных ЭВМ.

Поэтому в теории авиационных двигателей для инженерных расчетов широко используются уравнения движения газа, связывающие параметры газового потока в различных сечениях проточной части двигателя, полученные в курсе термодинамики при ряде упрощающих допущений. Так, обычно течение считается одномерным и установившимся, а в некоторых случаях пренебрегают влиянием сил вязкости газа. Кроме того, при анализе этих уравнений используются зависимости, полученные в термодинамике для идеального газа, так как при тех значениях параметров реального газа, которые характерны для течений в двигателях, его свойства весьма близки к свойствам идеального газа.

Таким образом, основными допущениями при выводе упрощенных уравнений движения газа являются следующие:

1. Поток газа считается **стационарным** (установившимся), т.е. его параметры в любой точке проточной части двигателя (на установившихся режимах работы двигателя) принимаются неизменными во времени. Это допущение не приводит к заметным погрешностям в расчетах, так как пульсации потока в двигателях имеют большую частоту и малую амплитуду.

2. Параметры газа во всех точках каждого поперечного сечения двигателя в большинстве случаев считаются одинаковыми и равными их средним значениям в этом сечении. Такое течение называют **одномерным**.

3. Процессы, происходящие с газами, рассматриваются как **равновесные**.

4. **Массовыми силами** (в частности силой тяжести) при анализе движения газа **пренебрегают**.

В некоторых случаях на неустановившихся режимах работы двигателя может происходить весьма быстрое изменение параметров газового потока во времени. Тогда нестационарность течения должна специально учитываться в соответствующих уравнениях движения газа.

1.1. Уравнение неразрывности

Для вывода уравнения неразрывности рассмотрим элементарную струйку тока, поперечные размеры которой настолько малы, что при стационарном течении в каждом ее сечении, перпендикулярном вектору скорости, можно считать одинаковыми скорость и плотность газа (рис. 1.1).

В установившемся течении расход газа

$$G = c \rho F \quad (1.1)$$

через сечения 1-1 и 2-2 рассматриваемой струйки тока одинаков, т.е. $G_1 = G_2$, так как, если предположить, что он различный, то газ будет накапливаться или убывать между этими сечениями. В таком случае течение будет неустановившимся, что противоречит принятому выше условию об установившемся движении газа. Таким образом, уравнение неразрывности можно записать в виде

$$c_1 \rho_1 F_1 = c_2 \rho_2 F_2. \quad (1.2)$$

Если рассматриваемое сечение не перпендикулярно к оси струйки, а составляет с ней угол α , то расход газа через это сечение определяется по значению скорости, нормальной к данному сечению, т.е.

$$G = c \sin \alpha \rho F. \quad (1.3)$$

В теории авиационных двигателей для инженерных расчетов широко используется формула расхода газа, определяемого через параметры заторможенного потока. Как известно из термодинамики, она имеет следующий вид:

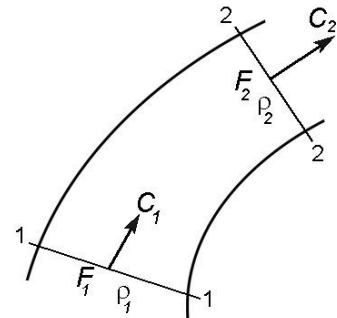


Рис. 1.1. К составлению уравнения неразрывности

$$G = m \frac{p^*}{\sqrt{T^*}} q(\lambda) F, \quad (1.4)$$

где $q(\lambda)$ – относительная плотность тока, а

$$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \quad [(\text{кг} \cdot \text{К})/\text{Дж}]^{0,5} \quad (1.5)$$

– размерный коэффициент, зависящий от рода газа. Для воздуха при $k = 1,4$ и $R = 287,05$ Дж/(кг·К); $m = 0,0404$, а для продуктов сгорания керосина в воздухе, например при $k = 1,33$ и $R = 287,4$; $m = 0,0397$.

1.2. Уравнение сохранения энергии

Уравнение сохранения энергии газового потока представляет собой частный случай закона сохранения и превращения энергии.

Для анализа этого уравнения выделим некоторую массу газа m , заключенную в канале в некоторый момент времени t между сечениями 1-1 и 2-2, нормальными к векторам скорости в этих сечениях (рис. 1.2). Площади сечений, соответственно, обозначим через F_1 и F_2 . В дальнейшем для краткости будем обозначать эти сечения номерами 1 и 2. Отбросим газ, находящийся слева от сечения 1 и справа от сечения 2, и заменим его воздействие на выделенную массу газа m силами давления $p_1 F_1$ и $p_2 F_2$ соответственно.

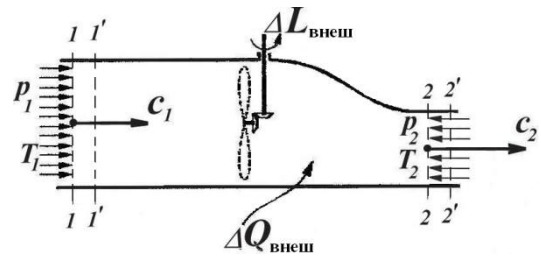


Рис. 1.2. К составлению уравнения сохранения энергии

Пусть за малый промежуток времени Δt выделенная сечениями 1 и 2 масса газа переместится в положение между сечениями 1' и 2' и к ней извне будет подведена энергия в виде теплоты $\Delta Q_{\text{внеш}}$ и работы $\Delta L_{\text{внеш}}$. Подводимую к газу энергию будем считать положительной ($\Delta Q_{\text{внеш}} > 0$, $\Delta L_{\text{внеш}} > 0$), а отводимую – отрицательной ($\Delta Q_{\text{внеш}} < 0$, $\Delta L_{\text{внеш}} < 0$).

За время Δt силой давления $p_1 F_1$ в сечении 1 над выделенным объемом газа будет совершена работа $\Delta L_1 = p_1 F_1 \Delta S_1 = p_1 F_1 c_1 \Delta t$ по его перемещению в канале. Эта работа положительна, так как она подводится к газу. В то же время в сечении 2 движущийся газ совершит работу против силы давления $p_2 F_2$, равную $\Delta L_2 = p_2 F_2 \Delta S_2 = p_2 F_2 c_2 \Delta t$. Она отводится от газа. Разность указанных работ иногда называют «работой проталкивания газа».

Тогда можно записать, что величина суммарной работы, подведенной к рассматриваемой массе газа m за время Δt , будет равна

$$\Delta L = \Delta L_{\text{внеш}} + \Delta L_1 - \Delta L_2 = \Delta L_{\text{внеш}} + p_1 F_1 c_1 \Delta t - p_2 F_2 c_2 \Delta t.$$

В соответствии с законом сохранения энергии суммарная работа ΔL , подведенная к рассматриваемой массе газа m за время Δt , и сообщенная ей извне теплота $\Delta Q_{\text{внеш}}$ расходуется на изменение кинетической $\Delta(m c^2/2)$ и внутренней ΔU

энергии этой массы газа, т.е.

$$\Delta L + \Delta Q_{\text{внеш}} = \Delta U + \Delta \left(\frac{mc^2}{2} \right). \quad (1.6)$$

Изменение внутренней и кинетической энергии массы газа m равно разности этих энергий в объемах $1-2$ и $1'-2'$. Так как движение газа установившееся и объем газа между сечениями $1'$ и 2 является общим, то изменение указанных энергий определяется их разностью в объемах $1-1'$ и $2-2'$. Масса газа в этих объемах одинакова, обозначим ее через Δm .

Приращение внутренней энергии массы газа Δm равно $\Delta U = \Delta m(u_2 - u_1)$ или (для идеального газа) $\Delta U = \Delta m c_v (T_2 - T_1)$, где c_v – удельная теплоемкость при постоянном объеме, а приращение кинетической энергии

$$\Delta \left(\frac{mc^2}{2} \right) = \Delta m \frac{c_2^2}{2} - \Delta m \frac{c_1^2}{2}.$$

Подставляя значения ΔL , ΔU и $\Delta(mc^2/2)$ в уравнение (1.6) и разделив каждый его член на Δm , получим

$$L_{\text{внеш}} + \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} + Q_{\text{внеш}} = c_v (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

где $L_{\text{внеш}}$ – внешняя работа, а $Q_{\text{внеш}}$ – внешняя теплота, подведенные к 1 кг газа.

Записав полученное уравнение в следующем виде

$$L_{\text{внеш}} + Q_{\text{внеш}} = c_v T_2 + \frac{p_2}{\rho_2} - \left(c_v T_1 + \frac{p_1}{\rho_1} \right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

и учитывая, что $c_v T + p/\rho = c_p T + RT = c_p T = i$, где c_p – теплоемкость газа при постоянном давлении, а i – энтальпия газа, получим следующий вид уравнения энергии:

$$L_{\text{внеш}} + Q_{\text{внеш}} = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}, \quad (1.7)$$

или в параметрах заторможенного потока

$$i_1^* + L_{\text{внеш}} + Q_{\text{внеш}} = i_2^*. \quad (1.8)$$

Полученные уравнения называются уравнениями сохранения энергии.

Для тех элементов двигателя, в которых отсутствует подвод к газу или отвод от газа энергии, уравнение сохранения энергии имеет вид

$$i_1^* = i_2^* = i^* = \text{const}. \quad (1.9)$$

Оно показывает, что при отсутствии энергообмена между внешней средой и потоком газа его **полная энергия, равная сумме энтальпии и кинетической энергии**, в любом сечении этого потока сохраняется неизменной и равной энтальпии заторможенного потока.

Как видно, в уравнения (1.7) и (1.8) в явном виде не входят члены, связанные с работой газа, затраченной на преодоление гидравлического сопротивления. Эту работу принято называть **гидравлическими потерями (сопротив-**

лением). **Гидравлическое сопротивление обусловлено наличием сопротивления трения, вихреобразования и волнового сопротивления.** Трение и вихреобразование имеют одну природу и возникают из-за вязкости газа, а волновое сопротивление возникает при образовании скачков уплотнения.

Силы гидравлического сопротивления для рассматриваемой системы являются внутренними. Энергия газа в виде работы L_r , затрачиваемая на преодоление этих сил, переходит в теплоту Q_r , т.е. $L_r = Q_r$. Наличие гидравлического сопротивления приводит только к преобразованию одного вида энергии газа в другой и не отражается на общем балансе энергии. Оно уменьшает кинетическую энергию газа, но при этом на такую же величину увеличивается его энтальпия.

Введем принятые в теории авиационных двигателей обозначения характерных сечений проточной части двигателя на примере одноконтурного ТРД (рис. 1.3): сечение $H-H$ в невозмущенном потоке перед двигателем; $в-в$ на входе в двигатель; $к-к$ на выходе из компрессора; $Г-Г$ перед турбиной; $T-T$ за турбиной и $с-с$ на выходе из двигателя.

Используя эти обозначения, запишем уравнение сохранения энергии для некоторых элементов двигателя.

В компрессоре к воздуху подводится работа $L_{\text{внеш}} = L_k$. Кроме того, можно считать, что отвод теплоты в нем через стенки, ограничивающие поток воздуха, пренебрежимо мал, т.е. $Q_{\text{внеш}} = 0$. Тогда уравнение сохранения энергии для компрессора будет иметь следующий вид

$$i_{\text{в}}^* + L_k = i_{\text{к}}^* \quad \text{или} \quad L_k = i_{\text{к}}^* - i_{\text{в}}^* = c_p (T_{\text{к}}^* - T_{\text{в}}^*),$$

т.е. подведенная в компрессоре к воздуху работа приводит к повышению его полной температуры.

В камере сгорания $L_{\text{внеш}} = 0$, а $Q_{\text{внеш}} = Q_{\text{к.с}}$. Тогда, пренебрегая различием в составе и массовом расходе входящего в нее воздуха и выходящих из нее продуктов сгорания, можно записать

$$i_{\text{к}}^* + Q_{\text{к.с}} = i_{\text{Г}}^* \quad \text{или} \quad Q_{\text{к.с}} = i_{\text{Г}}^* - i_{\text{к}}^* = c_p (T_{\text{Г}}^* - T_{\text{к}}^*).$$

Таким образом, в результате подвода к воздуху теплоты в камере сгорания полная температура образовавшихся продуктов сгорания выше, чем входящего в нее воздуха.

В турбине, как и в компрессоре, можно считать, что $Q_{\text{внеш}} = 0$. Кроме того, так как газ, расширяясь в турбине, создает крутящий момент на ее валу, который используется для привода во вращение ротора компрессора и других агрегатов двигателя и самолета, то для турбины $L_{\text{внеш}} = -L_T$. Тогда уравнение сохранения энергии для турбины имеет вид

$$i_{\text{Г}}^* + (-L_T) = i_{\text{Т}}^* \quad \text{или} \quad L_T = i_{\text{Г}}^* - i_{\text{Т}}^* = c_p (T_{\text{Г}}^* - T_{\text{Т}}^*),$$

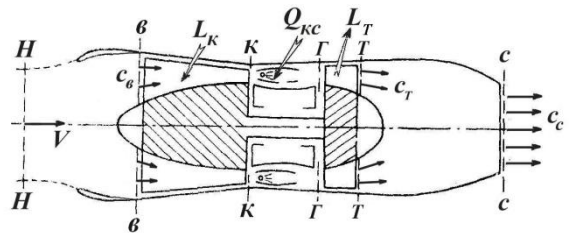


Рис. 1.3. Схема газотурбинного двигателя

т.е. в турбине вследствие совершения газом работы его полная температура уменьшается.

Во входном устройстве и в сопле $Q_{\text{внеш}} = 0$ и $L_{\text{внеш}} = 0$. Следовательно, для входного устройства из (1.9) получим $i_{\text{в}}^* = i_{\text{н}}^*$ или $T_{\text{в}}^* = T_{\text{н}}^*$, а для сопла $i_{\text{с}}^* = i_{\text{т}}^*$ или $T_{\text{с}}^* = T_{\text{т}}^*$.

Таким образом, как в канале входного устройства, так и в канале сопла полная температура потока не меняется.

1.3. Уравнение первого закона термодинамики

В соответствии с первым законом термодинамики, теплота, подведенная к рассматриваемому объему газа, идет на повышение его внутренней энергии и на совершение работы против сил давления в связи с изменением объема газа, т.е.

$$dQ = du + dL = c_v dT + p dv. \quad (1.10)$$

Это уравнение записано для газа, движущегося в канале. Элементарная теплота dQ представляет собой сумму теплоты, подведенной к газу извне $dQ_{\text{внеш}}$, и теплоты, выделившейся за счет трения dQ_r . Частный случай этого уравнения – уравнение для покоящегося газа, для которого $dQ_r = 0$.

Используя выражение для энтальпии, уравнению (1.10) можно придать следующий вид:

$$dQ_{\text{внеш}} + dQ_r = di - \frac{dp}{\rho} = di - v dp. \quad (1.11)$$

Для представления уравнения первого закона термодинамики в интегральной форме выделим в потоке элементарный объем газа, который в начальный момент времени находился в сечении 1-1, а в течение конечного промежутка времени переместился в сечение 2-2 (рис. 1.4а). В процессе движения этот объем газа деформируется, т.е. находится в термодинамическом процессе изменения его состояния. Это может быть, например, процесс сжатия 1-2 (рис. 1.4б) или расширения. Интегрируя уравнение (1.11) от начального сечения 1-1 до конечного сечения 2-2 и считая течение одномерным, получим

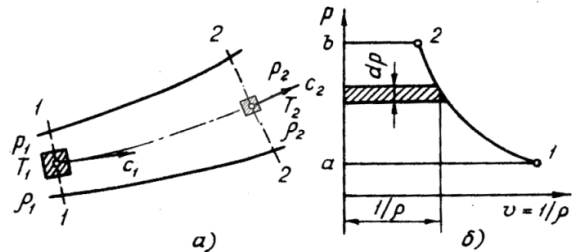


Рис. 1.4. К составлению уравнения первого закона термодинамики

$$Q_{\text{внеш}} + Q_r = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho}.$$

Выше отмечалось, что теплота трения Q_r эквивалентна работе сил трения L_r , т.е. $Q_r = L_r$, тогда

$$Q_{\text{внеш}} + L_r = i_2 - i_1 - \int_1^2 \frac{dp}{\rho}. \quad (1.12)$$

Это уравнение и является уравнением первого закона термодинамики, представленным в интегральной форме.

Как известно из термодинамики, величина интеграла $\int_1^2 \frac{dp}{\rho}$ представляет собой работу, затраченную на повышение давления движущегося газа, величина которой в системе p, v - координат эквивалентна площади $a12b$ слева от кривой процесса 1-2 (рис. 1.4б). Если аппроксимировать процесс изменения состояния газа уравнением политропы $pv^n = \text{const}$, то

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1) = L_{\text{п}}, \quad (1.13)$$

где n – показатель политропы, а $L_{\text{п}}$ – политропная работа сжатия газа.

В случае, если $Q_{\text{внеш}} = 0$ и $Q_r = 0$, процесс изменения состояния газа является адиабатным. Тогда $n = k$, где k – показатель адиабаты, а величина

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} R(T_{2\text{ад}} - T_1) = L_{\text{ад}}$$

(где $T_{2\text{ад}}$ – температура в конце адиабатного процесса изменения состояния газа) называется адиабатной работой сжатия газа.

Учитывая, что для идеального газа $i = c_p T = \frac{k}{k-1} RT$, из уравнений (1.12) и (1.13) получим

$$Q_{\text{внеш}} + L_r = \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n}{n-1} \right) R(T_2 - T_1). \quad (1.14)$$

Уравнение первого закона термодинамики в этом виде удобно использовать для определения работы сил трения (гидравлических потерь) по известному значению показателя политропы n , который легко определяется, если известны параметры состояния газа в начале и в конце рассматриваемого процесса.

1.4. Обобщенное уравнение Бернулли

Вычитая из уравнения сохранения энергии в форме (1.7) уравнение первого закона термодинамики в форме (1.12), получим

$$L_{\text{внеш}} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r = L_{\text{п}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r. \quad (1.15)$$

Данное уравнение называется **обобщенным уравнением Бернулли**. Согласно этому уравнению внешняя работа, подведенная к газу в процессе его движения между сечениями 1-1 и 2-2 (рис. 1.5), затрачивается на совершение политропной работы сжатия газа, изменение его кинетической энергии и на совершение работы

против сил гидравлического сопротивления.

Как видно, в уравнение (1.15) входят только механические величины, поэтому обобщенное уравнение Бернулли можно рассматривать как уравнение баланса механических работ.

Отметим, что из трех рассмотренных выше уравнений (уравнения сохранения энергии, первого закона термодинамики и обобщенного уравнения Бернулли) только два являются независимыми. Чаще всего в качестве независимых уравнений используют уравнение сохранения энергии и обобщенное уравнение Бернулли.

Хотя в обобщенное уравнение Бернулли не входит в явном виде внешняя теплота, оно одинаково справедливо как для процессов с подводом (или отводом) внешней теплоты, так и для процессов без теплообмена. Интенсивность и направление подвода внешней теплоты косвенно сказываются только на численных значениях отдельных членов, входящих в уравнение (1.15), т.к. теплообмен влияет на термодинамический процесс изменения состояния газа. Это приводит к изменению политропной работы сжатия, что вызывает изменение плотностей и скоростей движения газа и, следовательно, работы сил трения.

Уравнение (1.15) справедливо для течения реального газа в любом элементе двигателя. Различие заключается лишь только в знаках подводимой внешней работы и политропной работы сжатия.

Рассмотрим применение обобщенного уравнения Бернулли для процессов, протекающих в некоторых элементах газотурбинных двигателей.

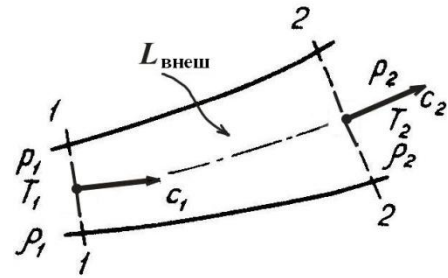


Рис. 1.5. К составлению обобщенного уравнения Бернулли

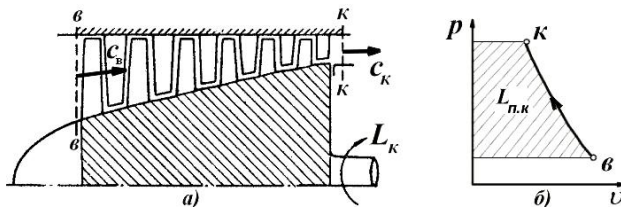


Рис. 1.6. Схема компрессора

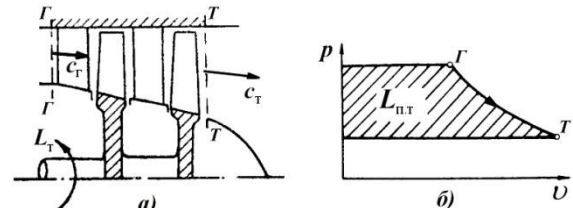


Рис. 1.7. Схема турбины

Для компрессора (рис. 1.6) $L_{\text{внеш}} = L_k$, поэтому из (1.15) получим

$$L_k = L_{\text{п.к}} + \frac{c_k^2 - c_v^2}{2} + L_{r\text{к}}, \quad (1.16)$$

где

$$L_{\text{п.к}} = \int_B^K \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R(T_K - T_B) = \frac{n}{n-1} RT_B \left[\left(\frac{p_K}{p_B} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.17)$$

– политропная работа сжатия воздуха в компрессоре. В p, v - координатах она эквивалентна заштрихованной площади левее линии процесса сжатия v - k (рис. 1.6б).

Таким образом, **внешняя работа L_k , подведенная к воздуху в компрессоре, затрачивается на совершение политропной работы сжатия воздуха, увеличение его кинетической энергии и на совершение работы против сил гидравлического сопротивления.**

Если предположить, что в компрессоре отсутствуют теплообмен между воздухом и внешней средой ($Q_{\text{внеш}} = 0$) и отсутствуют гидравлические потери ($L_{r_k} = 0$), то процесс изменения состояния воздуха в компрессоре будет адиабатным. Это следует и из уравнения (1.14), в соответствии с которым при указанных предположениях получим $n = k$. Тогда при $c_v = c_k$ согласно уравнению (1.16) имеем $L_k = L_{\text{ад}k}$, где

$$L_{\text{ад}k} = \frac{k}{k-1} R(T_{\text{к.ад}} - T_{\text{в}}) = \frac{k}{k-1} RT_{\text{в}} \left[\left(\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (1.18)$$

Следовательно, в этом частном случае вся подводимая к воздуху работа извне расходуется на его адиабатное сжатие.

Для турбины (рис. 1.7) $L_{\text{внеш}} = -L_{\text{т}}$, поэтому из (1.15) получим

$$-L_{\text{т}} = \int_{\Gamma}^{\text{т}} \frac{dp}{\rho} + \frac{c_{\text{т}}^2 - c_{\Gamma}^2}{2} + L_{r\text{т}}.$$

Так как при расширении газа в турбине его давление падает ($dp < 0$), то интеграл в полученном уравнении имеет отрицательное значение и, следовательно, политропная работа, совершаемая газом при его расширении в турбине, равна

$$L_{\text{п.т}} = - \int_{\Gamma}^{\text{т}} \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R(T_{\Gamma} - T_{\text{т}}) = \frac{n}{n-1} RT_{\Gamma} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{т}}}{p_{\Gamma}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (1.19)$$

В p, v - координатах она эквивалентна заштрихованной площади слева от линии процесса расширения Γ - T (рис. 1.7б).

С учетом (1.19) уравнение Бернулли для турбины принимает вид

$$L_{\text{п.т}} = L_{\text{т}} + \frac{c_{\text{т}}^2 - c_{\Gamma}^2}{2} + L_{r\text{т}}. \quad (1.20)$$

Уравнение (1.20) показывает, что **политропная работа, совершаемая газом при его расширении в турбине, расходуется на создание механической работы на валу турбины, увеличение кинетической энергии газа и на работу против сил гидравлического сопротивления.**

Если предположить, что в турбине $Q_{\text{внеш}} = 0$ и $L_{r\text{т}} = 0$, то процесс изменения состояния газа в турбине будет адиабатным и тогда при $c_{\text{т}} = c_{\Gamma}$ из (1.20) получим $L_{\text{т}} = L_{\text{ад}т}$, где

$$L_{\text{ад.т}} = \frac{k}{k-1} R(T_{\Gamma} - T_{\text{т.ад}}) = \frac{k}{k-1} RT_{\Gamma} \left[1 - \left(\frac{p_{\Gamma}}{p_{\Gamma}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (1.21)$$

Таким образом, в этом частном случае вся работа расширения газа в турбине расходуется на создание механической работы на ее валу.

Для камеры сгорания $L_{\text{внеш}} = 0$, поэтому из (1.15) получим

$$\int_K^{\Gamma} \frac{dp}{\rho} + \frac{c_{\Gamma}^2 - c_K^2}{2} + L_{r \text{ к.с}} = 0. \quad (1.22)$$

Если рассмотреть цилиндрическую камеру сгорания (рис. 1.8), то в результате подвода теплоты к воздуху в ней его плотность падает, а скорость, как следует из уравнения неразрывности, возрастает, т.е. $c_{\Gamma} > c_K$. Кроме того, работа $L_{r \text{ к.с}}$ всегда положительна. Тогда интеграл в уравнении (1.22) имеет отрицательное значение. Значит, течение газа в цилиндрической камере сгорания сопровождается падением давления.

С учетом сказанного уравнение (1.22) можно записать так

$$-\int_K^{\Gamma} \frac{dp}{\rho} = \frac{c_{\Gamma}^2 - c_K^2}{2} = L_{r \text{ к.с}}.$$

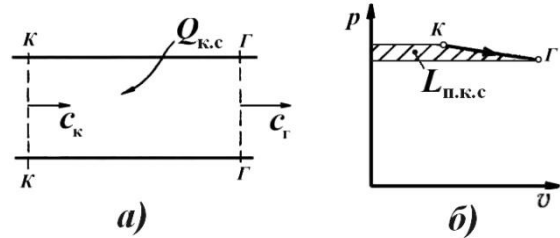


Рис. 1.8. Схема цилиндрической камеры сгорания

В p, v - координатах величина $-\int_K^{\Gamma} \frac{dp}{\rho}$

эквивалентна заштрихованной (на рис. 1.8 б) площади левее линии процесса расширения $K-\Gamma$.

Для диффузора (рис. 1.9) $L_{\text{внеш}} = 0$, а $c_2 < c_1$. Тогда из (1.15) следует, что

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + L_{r \text{ д}}, \quad (1.23)$$

где $\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = L_{\text{п.д}} = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1)$ – политропная работа сжатия газа в диффузоре,

эквивалентная заштрихованной площади слева от процесса сжатия $1-2$ (рис. 1.9б).

Таким образом, **в диффузоре кинетическая энергия газа расходуется на совершение политропной работы сжатия газа и работы против сил гидравлического сопротивления.**

При $Q_{\text{внеш}} = 0$ и $L_{r \text{ д}} = 0$ процесс изменения состояния газа в диффузоре будет адиабатным, тогда

$$\frac{c_1^2 - c_{2\text{ад}}^2}{2} = L_{\text{ад.д}} = \frac{k}{k-1} R(T_{2\text{ад}} - T_1). \quad (1.24)$$

Таким образом, все уменьшение кинетической энергии газа в процессе его

торможения в идеальном диффузоре идет на адиабатное сжатие газа.

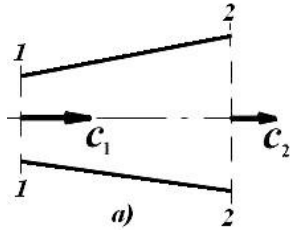


Рис. 1.9. Схема диффузора

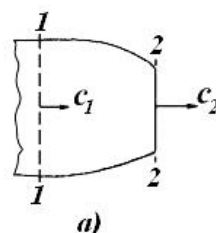
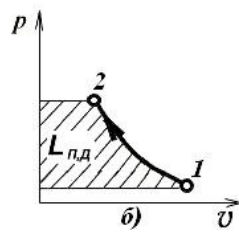
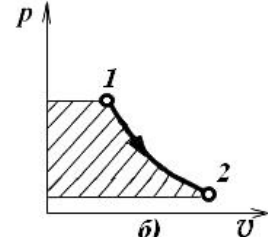


Рис. 1.10. Схема сопла



Для сопла (рис. 1.10) $L_{\text{внеш}} = 0$, а $c_2 > c_1$. Поэтому, согласно (1.15), имеем

$$-\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_{rc}, \quad (1.25)$$

т.е. **политропная работа расширения газа в сопле** $L_{\text{п.с}} = -\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} R(T_1 - T_2)$,

эквивалентная заштрихованной площади слева от процесса расширения 1-2 (рис. 1.10б), расходуется на увеличение его кинетической энергии и совершение работы против сил гидравлического сопротивления.

При адиабатном расширении газа в идеальном сопле получим

$$L_{\text{ад.с}} = \frac{c_{2\text{ад}}^2 - c_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} R(T_1 - T_{2\text{ад}}). \quad (1.26)$$

В этом случае вся адиабатная работа расширения газа в сопле расходуется на увеличение его кинетической энергии.

В заключение отметим, что рассмотренные выше уравнения движения газа широко используются при решении многих задач теории авиационных двигателей. При этом газ считается идеальным, т.е. подчиняющимся уравнению состояния в виде $pv=RT$. Но вязкостью и сжимаемостью не пренебрегают. Основными параметрами, характеризующими установившееся движение вязкого сжимаемого газа в каждом сечении двигателя, являются осредненные (в соответствии с принятым допущением) значения скорости c , плотности ρ , давления p и температуры T в этом сечении. Для определения этих параметров необходимо иметь четыре уравнения. Так как уравнение состояния позволяет исключить один из четырех определяемых параметров, то необходимо иметь три независимых уравнения, чтобы получить замкнутую систему уравнений относительно оставшихся трех неизвестных параметров, характеризующих движение газа. Одним из них является уравнение неразрывности. В качестве недостающих уравнений могут быть использованы любые два из трех рассмотренных энергетических уравнений: сохранения энергии, первого закона термодинамики и обобщенное Бернулли.

Глава 2. Термодинамический расчет двухконтурных двигателей со смешением потоков (ТРДДсм)

2.1. Цели и задачи математического моделирования авиационных ГТД

Создание современного авиационного ГТД представляет собой сложную научно-техническую задачу, решение которой требует проведения многочисленных проектных расчетов, расчетных и экспериментальных исследований рабочего процесса и характеристик двигателя в целом, а также его отдельных элементов и систем, включая весьма трудоемкие доводочные испытания и доработки. На всё это тратятся многие годы и большие денежные средства.

Целью математического (компьютерного) моделирования авиационных ГТД является создание системы математических моделей процессов течения воздуха и газа во всех элементах двигателя в сочетании с программами компьютерного проектирования этих элементов для определения характеристик двигателей.

Математическая модель характеристик двигателя – это система уравнений, позволяющая определить характеристики всех его элементов и условия их совместной работы, а с учетом программы регулирования и ограничений двигателя, в конечном итоге, определить его эксплуатационные характеристики.

Даже неполная реализация такой системы, как показывает имеющийся ограниченный опыт, позволит не только сократить время доводки опытных двигателей, но и значительно сократить число потребных для неё экземпляров этих двигателей. Полная же её реализация позволит создавать новые двигатели за 3...5 лет вместо 12...15 лет при старой методологии их проектирования, изготовления и доводки.

Но создание такой системы требует решения ряда весьма сложных задач и в том числе:

а) создания системы компьютерного проектирования основных элементов двигателя, включающей определение формы и размеров всех их деталей, проведение прочностных расчетов двигателя и каждой детали каждого его элемента, определение их массы;

б) создания трехмерных математических моделей течения воздуха или газа в основных элементах, учитывающих пространственность течения, наличие радиальных зазоров и их изменение на различных режимах, взаимное перемещение РК и НА при вращении роторов, теплообмена в охлаждаемых турбинах и в камерах сгорания, процессов распыла топлива, испарения, смешения, горения и т.д.;

в) создания математических моделей нестационарных процессов в двигателе, процессов потери газодинамической устойчивости, возникновения флаттера лопаток и др.

2.2. Основные условия и допущения

В настоящее время основные параметры и эксплуатационные характеристики авиационных ГТД определяются, в основном, путем их расчета по характеристикам основных элементов силовой установки с учетом принятой программы регулирования и эксплуатационных ограничений.

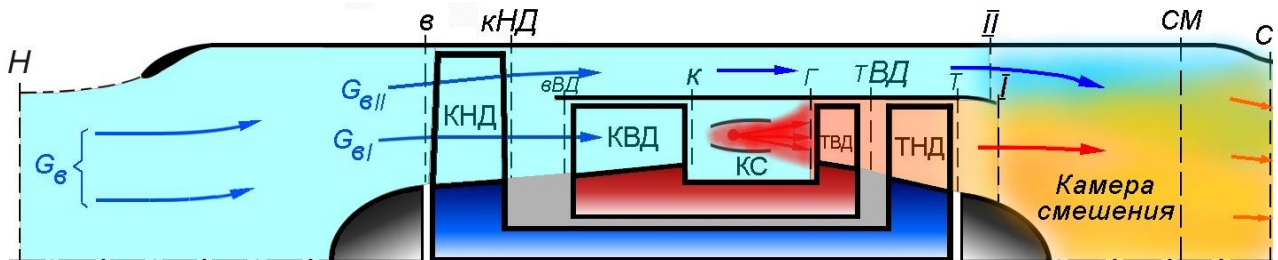


Рис. 2.1. ТРДД со смешением потоков

Термодинамический расчет двигателя ведется при следующих условиях и допущениях

1. Все рассматриваемые режимы работы двигателя – установившиеся, а параметры потока в каждом сечении проточной части – осредненные.

2. Расчетный режим работы двигателя – это максимальный режим в расчетных условиях полета, т.е. при заданном числе Маха M_H и высоте полета H .

3. Показатели адиабаты k и значения газовой постоянной R для воздуха и продуктов сгорания не зависят от условий полета и режима работы двигателя. В расчетах используются следующие их значения:

- для воздуха $k = 1,4$; $R = 287,05$ Дж/(кг·К);
- для турбин высокого давления (рис. 2.1) $k_{г.в} = 1,3$; $R_{г.в} = 287,6$ Дж/(кг·К);
- для турбины низкого давления ТРДДсм и сопла $k_{г.н} = 1,33$;

$R_{г.н} = 287,4$ Дж/(кг·К).

4. Весь охлаждающий турбину воздух отбирается за компрессором высокого давления и возвращается в проточную часть за турбиной высокого давления. При этом снижение температуры газов за турбиной, вызванное подмешиванием охлаждающего воздуха, не учитывается.

5. В ТРДДсм за турбиной происходит полное смешение потоков еще до входа в сопло. При этом, поскольку потери на смешение обычно невелики, принимается, что $\sigma_{см} = 1$.

6. Перепад в сопле двигателя на всех рассматриваемых режимах близок к критическому или превышает его, так что значение $q(\lambda)$ в минимальном сечении сопла практически не отличается от единицы (и принимается равным ей); расширение газа в сопле полное.

7. Характеристика входного устройства задается в виде типовой зависимости $\sigma_{вх} = f(M_H)$ (рис. 2.2).

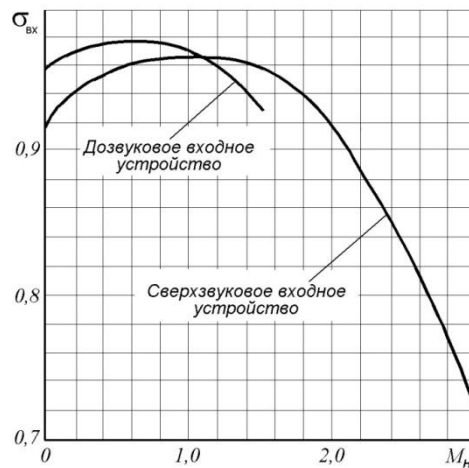


Рис. 2.2. Зависимость коэффициента потерь полного давления во входном устройстве от M_H

8. В двигателе применены только осевые компрессоры.

9. Турбина высокого давления считается работающей на всех рассматриваемых режимах с неизменными значениями $\pi_{г*}$, $\eta_{г*}$ и параметра расхода $G_{г} \sqrt{T_{г*}} / p_{г*}$.

10. Для камеры сгорания принимается, что значения $\eta_{г}$ и $\sigma_{кс}$ остаются неизменными на всех режимах её работы.

2.3. Основные обозначения и сокращения

c – скорость (абсолютная) воздуха или газа (продуктов сгорания), м/с;

$c_{п}$ – условная теплоемкость процесса подвода теплоты при горении керосина в воздухе, кДж/(кг·К);

$c_p = 1004,7$ Дж/(кг·К) – теплоемкость воздуха (при $p = \text{const}$);

$c_{pг.в} = 1246,3$ Дж/(кг·К) – теплоемкость газа в ТВД;

$c_{pг.н} = 1158,3$ Дж/(кг·К) – теплоемкость газа в ТНД и в сопле;

$c_{уд}$ – удельный расход топлива, кг/(Н·ч);

$G_{в1}$ – расход воздуха через компрессор внутреннего контура ТРДД, кг/с;

$G_{вII}$ – расход воздуха через наружный контур ТРДД, кг/с;

$G_{т.ч}$ – часовой расход топлива в камере сгорания, кг/ч;

$\bar{G}_{г.в} = G_{г.ТВД} / G_{в1}$ – отношение расхода газа через ТВД к $G_{в1}$;

$\bar{G}_{г.н} = G_{г.ТНД} / G_{в1}$ – отношение расхода газа через ТНД к $G_{в1}$;

$g_{охл} = G_{охл} / G_{в1}$ – относительный расход воздуха, отбираемого из-за КВД на охлаждение турбины;

$g_{отб} = G_{отб} / G_{в1}$ – относительный расход воздуха, отбираемого из-за КВД на самолетные нужды;

$G_k = G_{в1}(1 - g_{отб} - g_{охл})$ – расход воздуха на выходе из КВД (на входе в камеру сгорания);

$g_T = G_T / G_k = G_T / [G_{в1}(1 - g_{охл} - g_{отб})]$ – относительный расход топлива в камере сгорания;

H – высота полета, м или км;

H_u – теплотворная способность топлива, кДж/кг;

M_H – число Маха полета самолета;

m – степень двухконтурности;

p – давление, Па;

p^* – давление адиабатно заторможенного потока, Па;

P – сила тяги, Н;

T^* – температура адиабатно заторможенного потока, К;

u – окружная скорость лопаток (физическая), м/с;

Δ^* – степень подогрева рабочего тела в газогенераторе или турбокомпрессорном модуле;

η^* – коэффициент полезного действия (КПД) компрессора (турбины);

$\eta_{Г}$ – коэффициент выделения тепла (полноты сгорания);

$\eta_{м}$ – механический КПД;

η_{II} – КПД наружного (второго) контура, равный отношению приращения кинетической энергии единицы массы воздуха в нём к работе, переданной в него через вентилятор;

$\lambda = c/a_{кр}$ – приведенная скорость;

μ – средний коэффициент нагрузки ступеней компрессора (турбины);

π – степень повышения (понижения) давления в элементе двигателя;

σ – коэффициент восстановления (сохранения) полного давления;

τ^* – степень повышения температуры в компрессоре, ГГ или ТКМ;

φ_c – коэффициент скорости сопла двигателя;

2.4. Выбор исходных данных

Исходными данными для проведения термодинамического расчета ТРДДсм (на максимальном режиме) и определения размеров его основных элементов являются следующие:

1. Высота H и число Маха полета самолета M_H на расчетном режиме работы двигателя;
2. Тяга двигателя на этом режиме, т.е. тяга на максимальном режиме;
3. Температура газа перед турбиной $T_{Г}^*$, степень двухконтурности m и суммарная степень повышения давления в компрессоре $\pi_{к\sigma}^* = \pi_{кнд}^* \pi_{квд}^*$;
4. Тип входного устройства (сверх- или дозвуковой воздухозаборник).

Для проведения расчета задаются следующие параметры

1. Коэффициент восстановления полного давления в основной камере сгорания $\sigma_{\text{КС}} = p_{\text{Г}}^* / p_{\text{К}}^*$, который находится в пределах 0,94...0,96.
2. Коэффициент сохранения полного давления в канале наружного контура. В двигателях с камерой смешения он может иметь значения $\sigma_{\text{П}} = 0,96 \dots 0,98$.
3. Коэффициент полноты сгорания (выделения тепла) в камере сгорания. Обычно $\eta_{\text{Г}} = 0,98 \dots 0,99$.
4. КПД каскадов компрессора, т.е. компрессора низкого давления (вентилятора) $\eta_{\text{КНД}}^*$, компрессора высокого давления $\eta_{\text{КВД}}^*$. КПД трансзвуковых КНД в двигателях с малой и средней степенью двухконтурности на расчетном режиме обычно лежит в пределах 0,83...0,86, а каскада высокого давления – в пределах 0,86...0,88. В одноступенчатых вентиляторах $\eta_{\text{КНД}}^*$ может также достигать значения 0,86...0,88.
5. КПД каскадов турбины, т.е. турбины высокого давления $\eta_{\text{ТВД}}^*$ и турбины низкого давления $\eta_{\text{ТНД}}^*$. Обычно $\eta_{\text{ТВД}}^* = 0,88 \dots 0,9$, а $\eta_{\text{ТНД}}^* = 0,89 \dots 0,92$.
6. Механический КПД, равный отношению мощности, потребляемой компрессором, к мощности, вырабатываемой расположенной с ним на одном валу турбиной. Для всех каскадов турбины он обычно равен $\eta_{\text{М}} = 0,99 \dots 0,995$.
7. Коэффициент скорости реактивного сопла $\varphi_{\text{С}} = 0,985 \dots 0,995$.
8. Относительный расход воздуха на охлаждение турбины $g_{\text{охл}} = G_{\text{охл}} / G_{\text{ВГ}}$. Обычно $g_{\text{охл}} = 0,03 \dots 0,06$.
9. Относительный расход воздуха, отбираемого на нужды самолета $g_{\text{отб}} = G_{\text{отб}} / G_{\text{ВГ}}$. Его величина обычно равна 0,03...0,05.
10. Приведенная скорость (число λ) на входе в камеру смешения в потоке, выходящем из внутреннего контура. Обычно в ТРДДсм значение $\lambda_{\text{Г}}$ на расчетном режиме лежит в пределах 0,5...0,7.
11. Теплотворная способность $H_{\text{и}}$ топлива. Для авиационных керосинов можно принять $H_{\text{и}} = 43000$ кДж/кг.
12. Коэффициент сохранения полного давления во входном устройстве $\sigma_{\text{ВХ}}$ на расчетном режиме работы двигателя определяется по рис. 2.2.

2.5. Термодинамический расчет ТРДДсм

Термодинамический расчет двигателя и расчет характеристик каскадов компрессора и турбины производится на максимальном режиме его работы в расчетных условиях полета с расчетными параметрами двигателя.

2.5.1. Определение оптимального значения $\pi_{\text{КНД.опт}}^*$

Оптимальное значение степени повышения давления в КНД $\pi_{\text{КНД.опт}}^*$ соответствует оптимальному распределению работы цикла $L_{\text{ЦП}}$ между контурами, при котором обеспечивается максимальная удельная тяга $P_{\text{уд}}$ (и, соответственно, минимальный удельный расход топлива). Для ТРДД со смешением потоков (ТРДДсм) оптимальному распределению работы цикла между контурами соот-

ветствует условие: $p_{\tau}^* = p_{\Pi}^*$, где p_{τ}^* – полное давление газа за турбиной низкого давления (ТНД), а p_{Π}^* – полное давление воздуха в наружном контуре на входе в камеру смешения.

Перед началом определения $\pi_{\text{кнд.опт}}^*$ необходимо определить температуру $T_{\text{в}}^*$ и давление $p_{\text{в}}^*$ заторможенного потока воздуха на входе в двигатель (КНД). Для этого по заданному значению высоты полета H на расчетном режиме работы двигателя определяется значения T_H и p_H по таблице стандартной атмосферы. Далее в зависимости от значения заданного числа M_H полета самолета на расчетном режиме работы двигателя следует определить $T_{\text{в}}^*$ и $p_{\text{в}}^*$ по следующим формулам:

$$T_{\text{в}}^* = T_H \left(1 + \frac{k-1}{2} M_H^2 \right); \quad p_{\text{в}}^* = p_H \sigma_{\text{вх}} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_H^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Для определения $\pi_{\text{кнд.опт}}^*$ необходимо задаться несколькими (4-мя...5-ю) значениями $\pi_{\text{кнд}}^*$ и произвести с этими значениями термодинамический расчет двигателя в последовательности, которая изложена в табл. 2.1.

При этом в зависимости от значения степени двухконтурности рекомендуется задаваться значениями $\pi_{\text{кнд}}^*$ примерно в следующих пределах:

- при $m \approx 1,0$ – начиная с $\pi_{\text{кнд}}^* \approx 2,0$ с шагом $\approx 0,3$;
- при $m \approx 1,5$ – начиная с $\pi_{\text{кнд}}^* \approx 2,0$ с шагом $\approx 0,2$;
- при $m \approx 2,0$ – начиная с $\pi_{\text{кнд}}^* \approx 1,8$ с шагом $\approx 0,2$;
- при $m > 2,0$ – начиная с $\pi_{\text{кнд}}^* \approx 1,7$ с шагом $\approx 0,15$.

Таблица 2.1

1	$\pi_{\text{кнд}}^*$ – Выбранные значения степени повышения давления в КНД с заданным шагом				
2	$e_{\text{кнд}}^* = \pi_{\text{кнд}}^* \frac{k-1}{k}, k=1,4$				
3	$p_{\text{ввд}}^* = p_{\text{в}}^* \pi_{\text{кнд}}^*$, Па – Полное давление воздуха на входе в КВД				
4	$\tau_{\text{кнд}}^* = 1 + \frac{e_{\text{кнд}}^* - 1}{\eta_{\text{кнд}}^*}$ – Степень подогрева воздуха в КНД				
5	$T_{\text{ввд}}^* = T_{\text{в}}^* \tau_{\text{кнд}}^*$, К – Полная температура воздуха на входе в КВД				
6	$L_{\text{кнд}} = c_p (T_{\text{ввд}}^* - T_{\text{в}}^*)$, Дж/кг, $c_p = 1004,7$ Дж/кг/К – Работа, затрачиваемая на вращение КНД				
7	$p_{\text{II}}^* = p_{\text{в}}^* \pi_{\text{кнд}}^* \sigma_{\text{II}}$, Па – Полное давление воздуха в наружном контуре на входе в камеру смешения				
8	$\pi_{\text{квд}}^* = \pi_{\text{к}\Sigma}^* / \pi_{\text{кнд}}^*$ – Степень повышения давления воздуха в КВД				
9	$e_{\text{квд}}^* = \pi_{\text{квд}}^* \frac{k-1}{k}, k=1,4$				
10	$\tau_{\text{квд}}^* = 1 + \frac{e_{\text{квд}}^* - 1}{\eta_{\text{квд}}^*}$ – Степень подогрева воздуха в КВД				

Продолжение табл. 2.1

11	$T_K^* = T_{\text{КВД}}^* = T_{\text{ВВД}}^* \tau_{\text{КВД}}^*$, К – Полная температура воздуха за КВД				
12	$L_{\text{КВД}} = c_p(T_K^* - T_{\text{ВВД}}^*)$, Дж/кг, $c_p = 1004,7$ Дж/кг/К – Работа, затрачиваемая на вращение КВД				
13	$c_{\text{п}} = 0,883 + 0,000209 \cdot (T_{\text{Г}}^* + 0,48T_{\text{К}}^*)$, кДж/(кг·К) – Условная теплоемкость процесса горения топлива в камере сгорания				
14	$g_{\text{Г}} = \frac{c_{\text{п}}(T_{\text{Г}}^* - T_{\text{К}}^*)}{\eta_{\text{Г}} H_u}$, $H_u = 43000$ кДж/кг – Относительный расход топлива в камере сгорания				
15	$\bar{G}_{\text{Г.В}} = \frac{G_{\text{Г.ТВД}}}{G_{\text{В1}}} = (1 - g_{\text{отб}} - g_{\text{охл}})(1 + g_{\text{Г}})$ – Относительный расход газа через ТВД				
16	$L_{\text{ТВД}} = L_{\text{КВД}} / \bar{G}_{\text{Г.В}} / \eta_{\text{М}}$, Дж/кг – Работа, создаваемая при расширении газа в ТВД, $\eta_{\text{М}}$ – механический КПД				
17	$e_{\text{ТВД}}^* = 1 / (1 - \frac{L_{\text{ТВД}}}{c_{\text{рГ.В}} \eta_{\text{ТВД}}^* T_{\text{Г}}^*})$, $c_{\text{рГ.В}} = 1246,3$ Дж/кг/К				
18	$\pi_{\text{ТВД}}^* = e_{\text{ТВД}}^* \frac{k_{\text{Г.В}}}{k_{\text{Г.В}} - 1}$, $k_{\text{Г.В}} = 1,3$ – Степень понижения давления в ТВД				
19	$p_{\text{ТВД}}^* = p_{\text{В}}^* \pi_{\text{КС}}^* \sigma_{\text{КС}} / \pi_{\text{ТВД}}^*$, Па – Полное давление газа за ТВД				
20	$T_{\text{ТВД}}^* = T_{\text{Г}}^* - L_{\text{ТВД}} / c_{\text{рГ.В}}$, К, $c_{\text{рГ.В}} = 1246,3$ Дж/кг/К – Полная температура газа за ТВД				
21	$\bar{G}_{\text{Г.Н}} = \frac{G_{\text{Г.ТНД}}}{G_{\text{В1}}} = \bar{G}_{\text{Г.В}} + g_{\text{охл}}$ – Относительный расход газа через ТНД				
22	$L_{\text{ТНД}} = L_{\text{КНД}}(1 + m) / \bar{G}_{\text{Г.Н}} / \eta_{\text{М}}$, Дж/кг – Работа, создаваемая при расширении газа в ТНД, $\eta_{\text{М}}$ – механический КПД, m – степень двухконтурности двигателя				
23	$e_{\text{ТНД}}^* = 1 / (1 - \frac{L_{\text{ТНД}}}{c_{\text{рГ.Н}} \eta_{\text{ТНД}}^* T_{\text{ТВД}}^*})$, $c_{\text{рГ.Н}} = 1158,3$ Дж/кг/К				
24	$\pi_{\text{ТНД}}^* = e_{\text{ТНД}}^* \frac{k_{\text{Г.Н}}}{k_{\text{Г.Н}} - 1}$, $k_{\text{Г.Н}} = 1,33$ – Степень понижения давления газа в ТНД				
25	$p_{\text{Г}}^* = p_{\text{ТВД}}^* / \pi_{\text{ТНД}}^*$, Па – Полное давление газа за турбиной (за ТНД)				
26	$T_{\text{Г}}^* = T_{\text{ТВД}}^* - L_{\text{ТНД}} / c_{\text{рГ.Н}}$, К, $c_{\text{рГ.Н}} = 1158,3$ Дж/кг/К – Полная температура газа за турбиной (за ТНД)				
27	$T_{\text{см}}^* = (T_{\text{Г}}^* + m T_{\text{В.ВД}}^*) / (1 + m)$, К – Полная температура смеси воздуха и газа за камерой смешения				

Продолжение табл. 2.1

28	$\Pi(\lambda_I) = \left(1 - \frac{k_{г.н} - 1}{k_{г.н} + 1} \lambda_I^2\right)^{\frac{k_{г.н}}{k_{г.н} - 1}}$, $k_{г.н} = 1,33$ – Газодинамическая функция (относительное давление) за турбиной (за ТНД)				
29	$p_I = p_T^* \Pi(\lambda_I)$, Па – Статическое давление за турбиной (за ТНД)				
30	$q(\lambda_I) = \lambda_I \left[\left(1 - \frac{k_{г.н} - 1}{k_{г.н} + 1} \lambda_I^2\right) \frac{k_{г.н} + 1}{2} \right]^{\frac{1}{k_{г.н} - 1}}$, $k_{г.н} = 1,33$ – Относительная плотность тока за турбиной (за ТНД)				
31	$\Pi(\lambda_{II}) = p_I / p_{II}^*$ – Газодинамическая функция (относительное давление) в наружном контуре на входе в камеру смешения				
32	$\lambda_{II} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \Pi(\lambda_{II})^{\frac{k-1}{k}}\right)}$, $k = 1,4$ – Приведенная скорость в наружном контуре на входе в камеру смешения				
33	$q(\lambda_{II}) = \lambda_{II} \left[\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{II}^2\right) \frac{k+1}{2} \right]^{\frac{1}{k-1}}$, $k = 1,4$ – Относительная плотность тока в наружном контуре на входе в камеру смешения				
34	$\frac{\overline{F}_{II}}{F_I} = \frac{F_{II}}{F_I} = 0,983 \frac{p_T^* q(\lambda_I)}{\overline{G}_{г.н} p_{II}^* q(\lambda_{II})} m \sqrt{\frac{T_{вВД}^*}{T_T^*}}$ – Отношение площади проточной части наружного контура к площади проточной части внутреннего контура на входе в камеру смешения				
35	$p_{см}^* = \frac{p_T^* + \overline{F}_{II} p_{II}^*}{1 + \overline{F}_{II}}$, Па – Полное давление смеси воздуха и газа за камерой смешения				
36	$\pi_{с.р} = p_{см}^* / p_H$ – Располаг. степень понижения давления в сопле				
37	$e_c = \pi_{с.р}^{\frac{k_{г.н} - 1}{k_{г.н}}}$, $k_{г.н} = 1,33$				
38	$c_c = \varphi_c \sqrt{2 c_{pг.н} T_{см}^* \left(1 - \frac{1}{e_c}\right)}$, м/с, – Скорость истечения газа из сопла, $c_{pг.н} = 1158,3$ Дж/кг/К				
39	$P_{уд} = \left(\frac{\overline{G}_{г.н} + m}{1 + m}\right) c_c - V$, Н/(кг/с) – Удельная тяга двигателя				
40	$C_{уд} = \frac{3600 g_T (1 - g_{охл} - g_{отб})}{P_{уд} (1 + m)}$, кг/(ч·Н) – Удельный расход топлива				

Окончание табл. 2.1

В пунктах 41 ... 52 рассчитываются параметры, необходимые для расчета характеристик турбокомпрессорного модуля					
41	$G_B = P / P_{уд}$, кг/с – Расход воздуха через двигатель				
42	$G_{т.ч} = P C_{уд}$, кг/ч – Часовой расход топлива				
43	$q(\lambda)_{см} = \frac{m_{г} \frac{p_{г}^*}{\sqrt{T_{г}^*}} q(\lambda_{г}) + m_{в} \frac{p_{в}^*}{\sqrt{T_{в.вд}^*}} q(\lambda_{в}) \bar{F}_{в}}{m_{г} \frac{p_{см}^*}{\sqrt{T_{см}^*}} (1 + \bar{F}_{в})}$ – Относительная плотность тока на выходе из камеры смешения, $m_{г} = 0,0397$, а $m_{в} = 0,0404$				
44	$\pi_{гг}^* = p_{гвд}^* / p_{ввд}^*$ – Степень повышения давления в ГГ				
45	$\tau_{гг}^* = T_{гвд}^* / T_{ввд}^*$ – Степень повышения температуры в ГГ				
46	$\Delta_{гг}^* = T_{г}^* / T_{ввд}^*$ – Степень подогрева газа в газогенераторе				
47	$p_{см}^* / p_{ввд}^*$				
48	$T_{ввд}^* / T_{см}^*$				
49	$\left(\frac{\Delta T^*}{T_0^*}\right)_{нд} = \frac{T_{гвд}^* - T_{г}^*}{T_{гвд}^*}$ – Понижение температуры в ТНД				
50	$G_{в.пр} = G_{в} \frac{101300}{p_{в}^*} \sqrt{\frac{T_{в}^*}{288}}$, кг/с – Приведенный расход воздуха				
51	$G_{т.ч.пр} = G_{т.ч} \frac{101300}{p_{в}^*} \sqrt{\frac{288}{T_{в}^*}}$, кг/ч – Приведенный часовой расход топлива				
52	$\tau_{ткм}^* = T_{см}^* / T_{в}^*$ – Степень повышения температуры в ТКМ				

По результатам расчетов (табл. 2.1) необходимо построить графики зависимостей $p_{г}^*$, $p_{в}^*$, $P_{уд}$ и $C_{уд}$ от $\pi_{кнд}^*$. Из рис. 2.3 определяется значение $\pi_{кнд.опт}^*$, которое соответствует точке пересечения кривых $p_{г}^* = f(\pi_{кнд}^*)$ и $p_{в}^* = f(\pi_{кнд}^*)$.

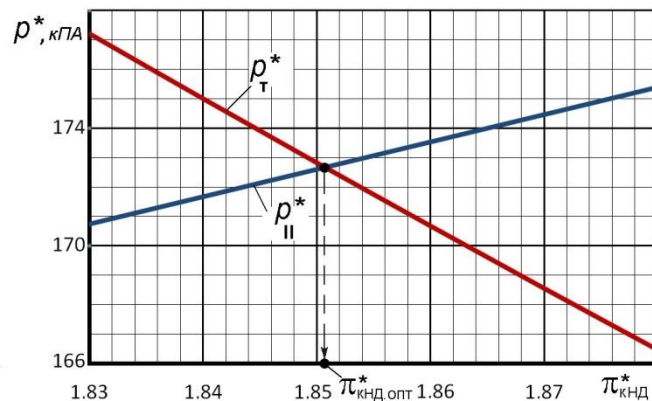


Рис. 2.3. Порядок определения $\pi_{\text{кнд.опт}}^*$ на расчетном режиме работы двигателя

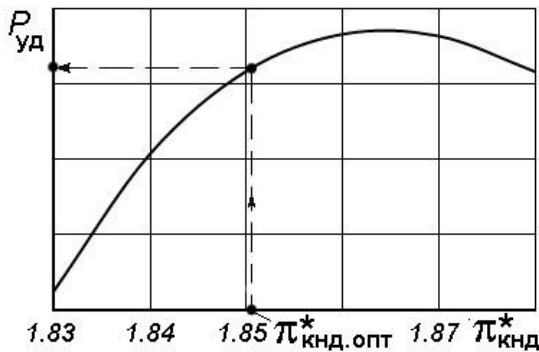


Рис. 2.4. Зависимость $P_{\text{уд}}$ от $\pi_{\text{кнд}}^*$

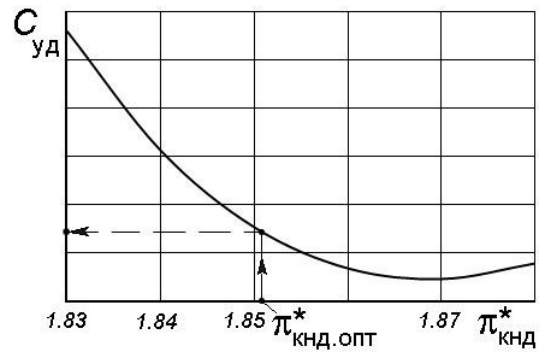


Рис. 2.5. Зависимость $C_{\text{уд}}$ от $\pi_{\text{кнд}}^*$

Как видно из рис. 2.4 и рис. 2.5, определенное таким образом значение $\pi_{\text{кнд.опт}}^*$ может не обеспечивать максимум $P_{\text{уд}}$ и минимум $C_{\text{уд}}$. Поэтому полученное значение $\pi_{\text{кнд.опт}}^*$ можно скорректировать, определив его в точке максимального значения $P_{\text{уд}}$ и минимального значения $C_{\text{уд}}$.

Далее следует повторить расчеты по табл. 2.1 при окончательно выбранном $\pi_{\text{кнд}}^* = \pi_{\text{кнд.опт}}^*$ для определения всех параметров двигателя на расчетном режиме.

2.5.2. Определение параметров двигателя на расчетном режиме его работы

Для последующих расчетов параметров газогенератора и турбокомпрессорного модуля при любых $\bar{n}_{\text{ндпр}}$ необходимо определить на расчетном режиме работы двигателя (т.е. при $\bar{n}_{\text{ндпр}} = 1$ и $\pi_{\text{кнд}}^* = \pi_{\text{кнд.опт}}^*$) следующие параметры:

- степень повышения давления в газогенераторе $\pi_{\text{гг.р}}^* = p_{\text{твд}}^* / p_{\text{ввд}}^*$;
- степень повышения температуры в газогенераторе $\tau_{\text{гг.р}}^* = T_{\text{твд}}^* / T_{\text{ввд}}^*$;
- степень подогрева рабочего тела в газогенераторе $\Delta_{\text{гг.р}}^* = T_{\text{г}}^* / T_{\text{ввд}}^*$;
- газодинамическую функцию $\Pi(\lambda_{\text{II}})_{\text{р}}$ в сечении II-II;
- относительную плотность тока $q(\lambda_{\text{II}})_{\text{р}}$ в сечении II-II;
- относительную плотность тока $q(\lambda)_{\text{см.р}}$ в сечении см-см;
- отношение давлений $(p_{\text{см}}^* / p_{\text{ввд}}^*)_{\text{р}}$;
- отношение температур $(T_{\text{ввд}}^* / T_{\text{см}}^*)_{\text{р}}$;
- степень подогрева воздуха в КНД $\tau_{\text{кнд.р}}^*$;
- относительное понижение температуры в ТНД $\left(\frac{\Delta T^*}{T_0^*}\right)_{\text{нд.р}} = \frac{T_{\text{твд}}^* - T_{\text{г}}^*}{T_{\text{твд}}^*}$;
- приведенный расход воздуха $G_{\text{в.пр.р}} = G_{\text{в}} \frac{101300}{p_{\text{в}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{в}}^*}{288}}$;

– приведенный часовой расход топлива $G_{т.ч.пр.р} = G_{т.ч} \frac{101300}{p_B^*} \sqrt{\frac{288}{T_B^*}}$;

– степень повышения температуры в турбокомпрессорном модуле

$$\tau_{ТКМ.р}^* = \frac{T_{см}^*}{T_B^*}.$$

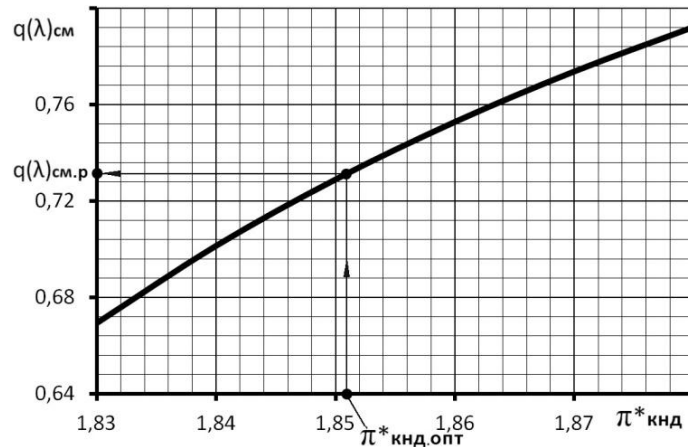


Рис. 2.6. Порядок определения расчетного значения $q(\lambda)_{см.р}$

Все эти параметры рассчитывались по алгоритму, представленному в табл. 2.1. Поэтому для их определения на расчетном режиме работы двигателя необходимо построить графики зависимостей этих параметров от $\pi_{кнд}^*$, используя данные, представленные в табл. 2.1, и определить их расчетные значения при $\pi_{кнд}^* = \pi_{кнд,опт}^*$. Пример такого способа определения, например $q(\lambda)_{см.р}$, представлен на рис. 2.6.

Глава 3. Математические модели различной сложности для расчета характеристик компрессоров авиационных ГТД

3.1. Одномерные математические модели повенечного расчета характеристик осевых компрессоров авиационных ГТД

Компрессор – это самый сложный с точки зрения газодинамического проектирования и последующей доводки элемент двигателя. В тоже время характеристики компрессора в наибольшей мере (из характеристик всех элементов) влияют на характеристики двигателя. Поэтому из всех элементов двигателя раньше всего стали создаваться математические модели течения воздуха в компрессоре и методики определения его характеристик.

На рис. 3.1 в качестве примера приведена схема многоступенчатого компрессора высокого давления двигателя ПС-90А.

В одномерных математических моделях повенечного расчета параметров и характеристик осевых компрессоров лопаточные венцы каждого РК и каждого НА

(рис. 3.2) условно заменяются компрессорными решетками (рис. 3.3), полученными при развороте на плоскость цилиндрических сечений этих венцов на их средних радиусах (рис. 3.2). Каждый венец характеризуется его размерами (диаметрами) и удлинением лопаток, а каждая решетка – её геометрическими параметрами (густотой, кривизной, углом установки профилей и др., рис. 3.3).

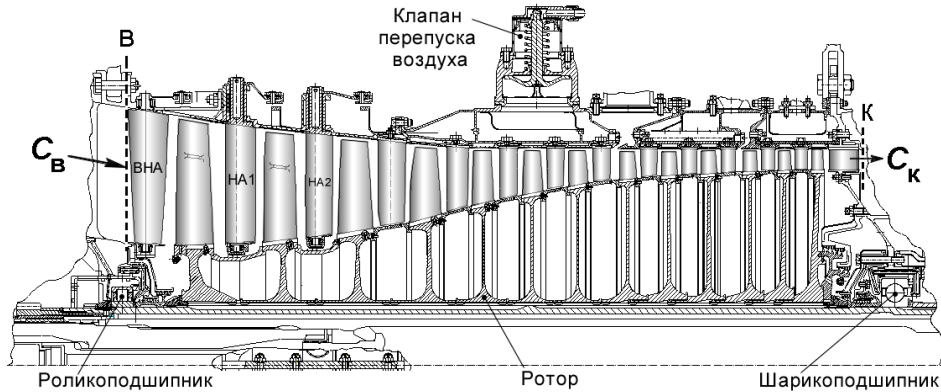


Рис. 3.1. Схема компрессора высокого давления двигателя ПС-90А

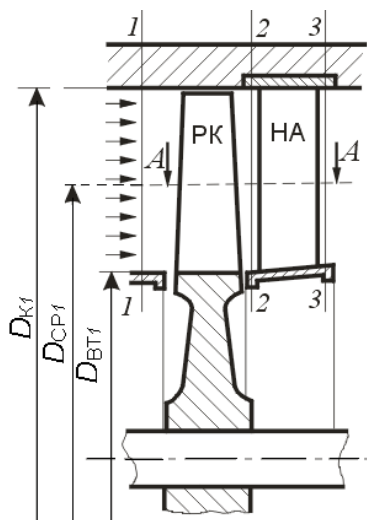


Рис. 3.2. Схема ступени осевого компрессора

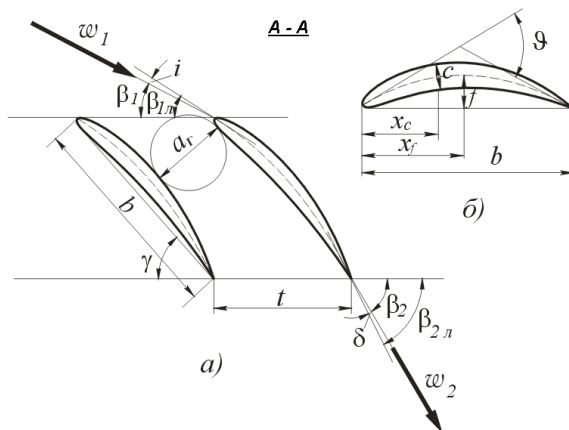


Рис. 3.3. Схема решетки рабочего колеса осевого компрессора

Характеристики каждой такой решетки (рис. 3.4) определяются по обобщениям экспериментальных характеристик дозвуковых и трансзвуковых компрессорных решеток и лопаточных венцов с поправками на пространственность течения и влияние на него пограничного слоя на привтулочных поверхностях и на корпусе компрессора.

Если компрессор регулируется путем поворота лопаток его НА или РК (рис. 3.1), то это учитывается путем изменения углов установки профилей в соответствующих решетках по программе регулирования (рис. 3.5) при различных значениях приведенной частоты вращения.

Такая модель позволяет определить (приближенно) режим работы каждого

лопаточного венца компрессора на расчетном и нерасчетных режимах работы компрессора в целом, его характеристики и оценить возможность их улучшения за счет изменения параметров того или иного лопаточного венца.

При наличии данных испытаний компрессора, не соответствующих данным, полученным на том же режиме с помощью такой математической модели, в неё могут вводиться поправочные коэффициенты. Такой процесс называется *идентификацией* модели.

3.2. Двумерные математические модели повенечного расчета характеристик осевых компрессоров авиационных ГТД

Эти модели аналогичны одномерным, но они используют данные о параметрах компрессорных решеток лопаточных венцов в нескольких сечениях по высоте лопатки с привлечением уравнения радиального равновесия

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r}, \quad (3.1)$$

где p – давление воздуха, r – радиус, ρ – плотность воздуха, а c_u – закнутка потока вокруг оси ступени компрессора

3.3. Трехмерные математические модели течения воздуха в компрессорах авиационных ГТД

Трехмерные математические модели течения вязкого газа (воздуха) через компрессор основаны на численном решении уравнений движения вязкого газа (дифференциальных уравнений Навье-Стокса) через компрессор с конкретными геометрическими формами лопаточных венцов РК и НА, радиальными зазорами, с учетом сжимаемости газа и нестационарности течения.

Для ламинарного течения газа уравнение движения (уравнения Навье-Стокса) в проекциях на оси цилиндрической системы координат (a, u, r) при отсутствии массовых сил имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dc_a}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial a} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 c_a}{\partial a^2} + \frac{\partial^2 c_a}{\partial u^2} + \frac{\partial^2 c_a}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_a}{\partial r} \right) + \frac{1}{3} \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial \operatorname{div} \vec{c}}{\partial a} \\ \frac{dc_r}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 c_r}{\partial a^2} + \frac{\partial^2 c_r}{\partial u^2} + \frac{\partial^2 c_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{3} \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial \operatorname{div} \vec{c}}{\partial r} \\ \frac{dc_u}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial u} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 c_u}{\partial a^2} + \frac{\partial^2 c_u}{\partial u^2} + \frac{\partial^2 c_u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial c_u}{\partial r} \right) + \frac{1}{3} \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial \operatorname{div} \vec{c}}{\partial u} \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

где

$$\frac{dc_i}{dt} = \frac{\partial c_i}{\partial t} + c_a \frac{\partial c_i}{\partial a} + c_u \frac{\partial c_i}{\partial u} + c_r \frac{\partial c_i}{\partial r} \quad (i = a, u, r)$$

и

$$\operatorname{div} \vec{c} = \frac{\partial c_a}{\partial a} + \frac{\partial c_u}{\partial u} + \frac{\partial c_r}{\partial r} + \frac{c_r}{r}.$$

Эти уравнения вместе с уравнением неразрывности

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_a)}{\partial a} + \frac{\partial(\rho c_u)}{\partial u} + \frac{\partial(\rho c_r)}{\partial r} + \frac{\rho c_r}{r} = 0, \quad (3.3)$$

уравнением сохранения энергии (связывающим скорость и температуру газа) и уравнением состояния (связывающим температуру и давление с его плотностью) образуют замкнутую систему, позволяющую полностью определить структуру и все параметры ламинарного течения газа в какой-либо конкретной механической системе.

Однако поток газа в компрессоре и турбине турбулизирован. Хаотические трехмерные мелкомасштабные пульсации скорости газа в таком потоке практически исключают возможность разрешения уравнений Навье-Стокса. В связи с чем их приходится заменять на уравнения Рейнольдса, в которых вместо реальных значений скорости газа в данной точке пространства используется осредненное (за относительно короткое время) её значение, а влияние пульсаций скорости на течение газа учитывается отдельно (осреднение по Рейнольдсу). Но для решения уравнений Рейнольдса (вместо уравнений Навье-Стокса) требуется использование так называемой модели турбулентной вязкости.

Как известно, силовое взаимодействие соседних слоев газа или жидкости (т.е. появление внутреннего трения) обуславливается хаотическим тепловым движением молекул. При возникновении турбулентности это взаимодействие усиливается за счет хаотических пульсаций скорости потока, т.е. дополнительно возникает «турбулентная вязкость», для определения которой приходится привлекать указанные модели турбулентности, основанные на эмпирических данных и неоднозначные.

Кроме того, реальное течение воздуха, например, в компрессоре нестационарно. Нестационарность обуславливается как непрерывным относительным перемещением лопаток РК и НА, так и нестационарностью процесса обтекания профилей этих лопаток при наличии пограничного слоя (рис. 3.6). Но учет нестационарности реального течения газа в лопаточных машинах существенно усложняет задачу и значительно увеличивает потребные ресурсы ЭВМ для реализации соответствующих математических моделей. Поэтому нестационарность процесса обтекания лопаточных венцов компрессоров и турбин в современных 3D – моделях обычно не учитывается, а неравномерный по окружности поток за каждым лопаточным венцом перед его поступлением (в расчете) в следующий венiec осредняется в окружном направлении (определяются осреднённые значения давления, температуры, скорости и её направления). Остается (и учитывается далее) только его окружная неравномерность.

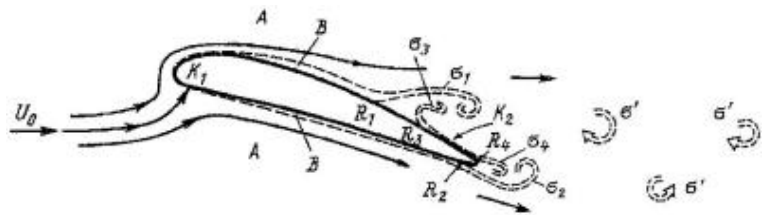


Рис. 3.6. Схема течения вокруг профиля:
 А – невязкое течение, В – пограничный слой,
 R – точки отрыва, σ – вихревые пелены

Всё это снижает достоверность трехмерных математических моделей. Тем не менее в настоящее время при разработке газодинамических проектов турбомашин широко применяются трехмерные численные методы расчета (математические модели) течения воздуха или продуктов сгорания в них. Применительно к ним обычно используется аббревиатура CFD-3D (CFD – Computational Fluid Dynamics – вычислительная гидродинамика, 3D – трехмерная). В отечественной практике обычно используются либо методики (математические модели), разработанные в государственных научных организациях (ЦИАМ и др.), либо зарубежные коммерческие программные продукты, представленные зарубежными фирмами. Из них для расчета характеристик осевых компрессоров часто используется программный продукт Numesa.

Исходным объектом для расчета характеристики конкретного компрессора с помощью CFD-3D – модели является его геометрическая модель. Кроме того, для расчета каждой напорной кривой задаются также частота вращения ротора компрессора и параметры (полное давление и полная температура) воздуха на входе в него.

Геометрическая модель создается на основе подробных чертежей всех де-

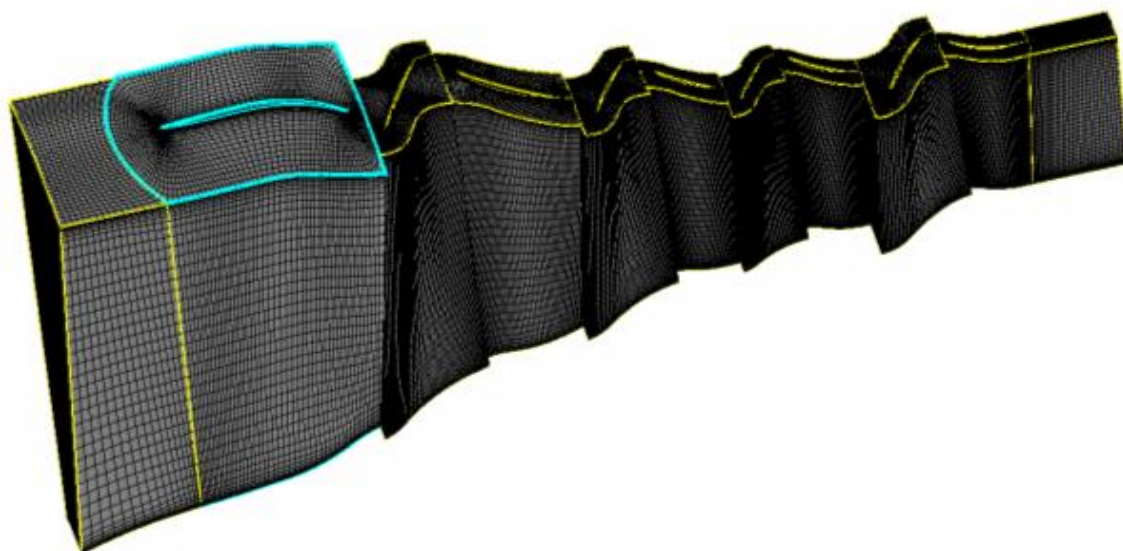


Рис. 3.7. Расчетная сетка в проточной части вентилятора ТРДД РД-33

талей проточной части компрессора. Она может быть упрощенной (без учета деформации лопаток под действием центробежных и аэродинамических сил, без учета радиальных зазоров и т.д.) или более детальной. В соответствии с выбранной моделью вся проточная часть компрессора (для последующего численного решения уравнений Навье–Стокса) разбивается на большое число (несколько миллионов) мелких ячеек расчетной сетки типа показанной на рис. 3.7.

Построение расчетной сетки является одним из важных этапов создания модели конкретного компрессора и обеспечивается отдельной программой.

Использование соответствующей математической модели позволяет не только рассчитать характеристики данного компрессора, но и определить

структуру потока в каждом из межлопаточных каналов РК и НА.

На рис. 3.8 показана характеристика вентилятора одной из модификаций ТРДД РД-33 (в сравнении с его экспериментальной характеристикой), а на рис. 3.9 – изолинии чисел M (в относительном движении) в плоскости решеток РК и чисел M (в абсолютном движении) в плоскости решеток НА ступеней вентилятора ТРДД АЛ-31Ф в их сечениях, расположенных на 50 % высоты лопаток ($\bar{n}_{\text{пр}} = 100\%$, $\pi_{\text{к}}^* = 3.5$).

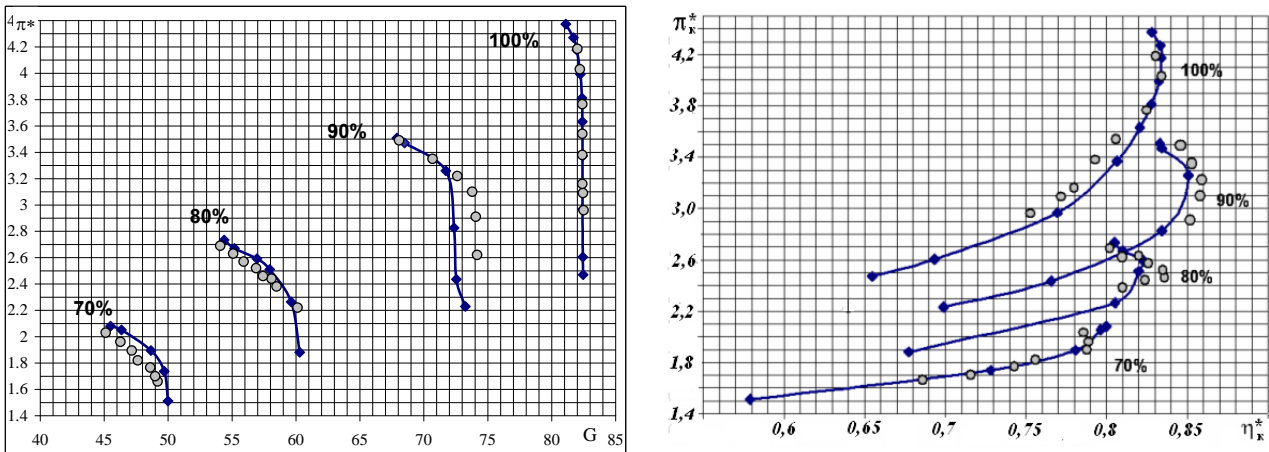


Рис. 3.8. Характеристика вентилятора ТРДД РД-33 в диапазоне $\bar{n}_{\text{пр}} = 100 \dots 70\%$. Сплошные линии – расчет (Numesa), \circ – эксперимент

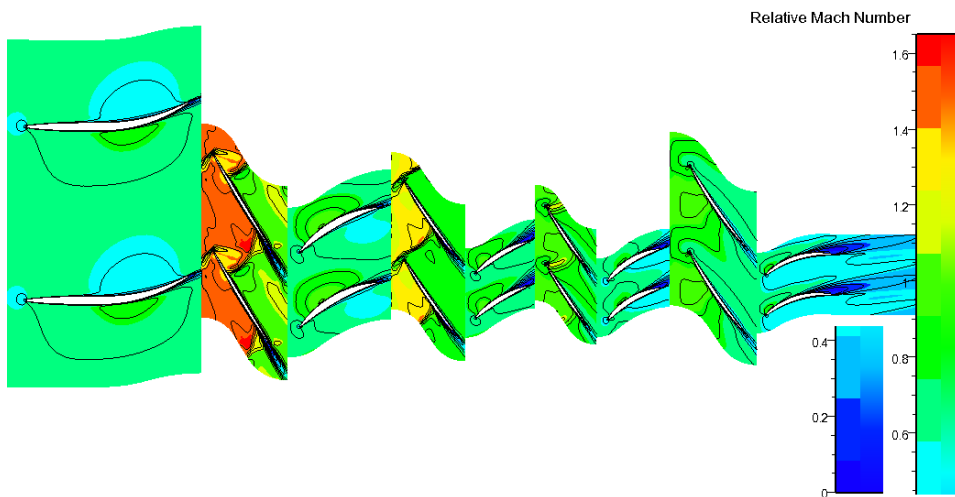


Рис. 3.9. Распределения чисел M в решетках рабочих колес и в решетках направляющих аппаратов

На рис. 3.10 приведена картина распределения чисел M потока (в абсолютном движении) в меридиональной плоскости на расчетном режиме для КНД одного из ТРДД, также полученная с помощью такой модели.

Все эти результаты получены с использованием программного продукта Numesa.

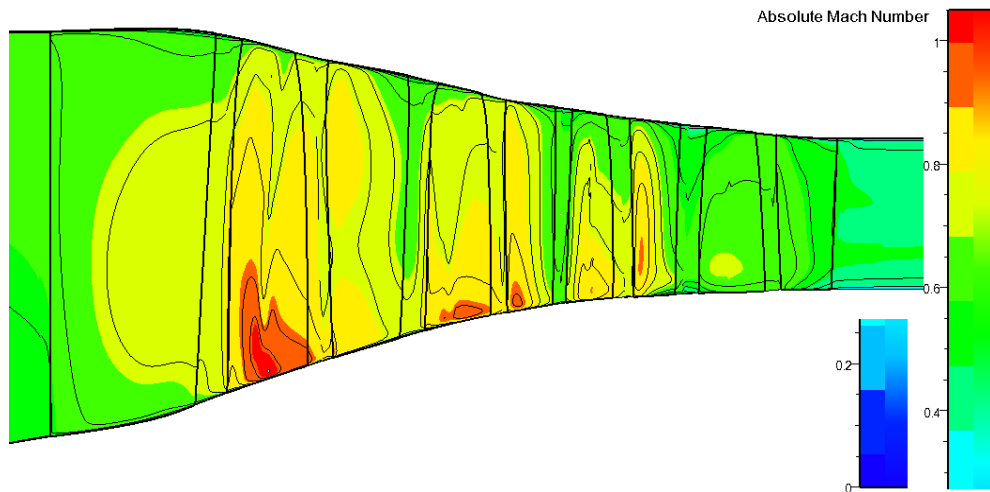


Рис. 3.10. Распределение чисел M потока (в абсолютном движении) в меридиональной плоскости компрессора

Глава 4. Математические модели для приближенного расчета характеристик компрессоров авиационных ГТД

Характеристику многоступенчатого компрессора (рис. 4.1 и рис. 4.2) можно получить «сложением» характеристик его отдельных ступеней.

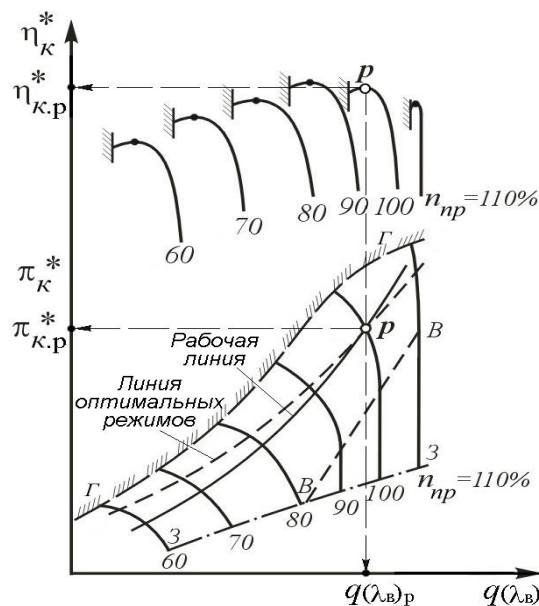


Рис. 4.1. Характеристика многоступенчатого компрессора

Такой метод наиболее достоверен, так как позволяет учесть конкретное распределение работы между ступенями, их тип и все другие особенности данного компрессора. Однако применение этого метода, помимо необходимости задания детальных характеристик всех ступеней, осложняется недостаточной изученностью деформации полей скоростей и других форм влияния отдельных

ступеней друг на друга при их совместной работе в компрессоре.

Для перспективных исследований авиационных ГТД, когда конкретный двигатель вообще не проектируется, и для аванпроектов, когда компрессор спроектирован только в общих чертах, широко используются математические модели **для приближенного расчета** характеристик компрессора с теми или иными расчетными параметрами.

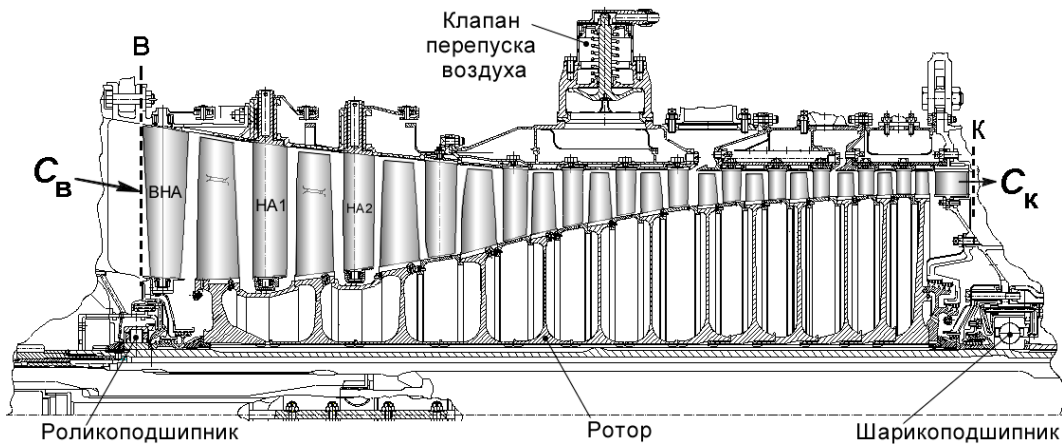


Рис. 4.2. Схема компрессора высокого давления двигателя ПС-90А

Примером такой модели может служить разработанная в Военно-воздушной инженерной академии имени Н.Е. Жуковского модель расчета характеристик осевых компрессоров, основанная на общих закономерностях изменения параметров осевого компрессора при изменении режима его работы [3 и 6].

Методика основана на результатах обобщений большого количества экспериментальных характеристик однокаскадных компрессоров или каскадов (с разнообразными расчетными параметрами: $\pi_{к,р}^* = 3...12$; $q(\lambda_{в})_р = 0,6...0,9$; $u_{к,пр} = 240...475$ м/с; $\mu_{к,р} = 0,26...0,7$), проведенных с учетом ряда особенностей протекания характеристик многоступенчатых осевых компрессоров.

В методике предполагается, что **расчетный режим** работы компрессора (отмечаемый в дальнейшем нижним индексом «р») – это такой режим, на котором все ступени компрессора работают согласовано, т.е. каждая из них работает на режиме максимума $\eta_{ст}^*$, и, соответственно, компрессор в целом также работает на режиме максимума $\eta_{к}^*$ при данном (расчетном) значении приведенной окружной скорости его первой ступени $u_{к,пр,р}$. При каждом нерасчетном значении $u_{к,пр} = u_{к} \sqrt{288/T_{в}^*}$ **режим работы компрессора**, при котором его КПД $\eta_{к}^*$ имеет максимальное значение, **будем именовать оптимальным**.

Анализ экспериментальных характеристик осевых компрессоров позволяет построить методику приближенного расчета суммарных характеристик

многоступенчатых осевых компрессоров, основанную на использовании *общих закономерностей* изменения параметров компрессора *на линии оптимальных режимов* (рис. 4.1) при изменении $n_{пр}$ и на существовании аналогии между характеристикой компрессора (при $n_{пр} = \text{const}$) и характеристикой ступени (рис. 4.3). *Эта аналогия проявляется при введении в анализ средней по компрессору осевой скорости воздуха*

$$(c_a)_{ср} = G_B / (F_{ср} \rho_{ср}),$$

где $F_{ср} = \frac{1}{2}(F_B + F_K)$ – среднее значение площади компрессора (F_B – площадь проточной части на входе в компрессор, а F_K – на выходе из него); $\rho_{ср} = \sqrt{\rho_B \rho_K}$ – среднегеометрическое значение плотности воздуха, и соответствующего ей среднего коэффициента расхода

$$\tilde{c}_a = \frac{(c_a)_{ср}}{u_K} = \frac{G_B}{F_{ср} \rho_{ср} u_K},$$

где u_K – окружная скорость на периферии РК первой ступени компрессора.

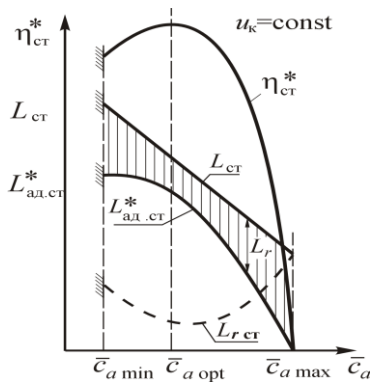


Рис. 4.3. Характеристика ступени при малых окружных скоростях

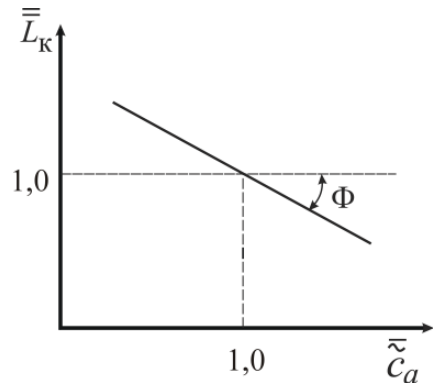


Рис. 4.4. Изменение работы компрессора при изменении \tilde{c}_a

4.1. Результаты анализа экспериментальных характеристик осевых компрессоров

1. Зависимость работы L_K , затрачиваемой на вращение компрессора, от среднего коэффициента расхода \tilde{c}_a при $\bar{n}_{пр} = \text{const}$, как и для ступени (рис. 4.3), практически линейна во всем диапазоне режимов от границы устойчивой работы до границы запириания по выходу.

Введем для компрессора следующие обозначения при $\bar{n}_{пр} = \text{const}$:

– $\bar{L}_K = L_K / u_K^2$ – коэффициент работы, затраченной на вращение компрессора на произвольном режиме при $\bar{n}_{пр} = \text{const}$;

– $\bar{L}_{K, \text{опт}} = L_{K, \text{опт}} / u_K^2$ – коэффициент работы, затраченной на вращение компрессора на *оптимальном режиме* его работы при этих же $\bar{n}_{пр} = \text{const}$;

- $\bar{L}_k = \bar{L}_k / \bar{L}_{k, \text{опт}} = L_k / L_{k, \text{опт}}$ – относительный коэффициент работы, затраченной на вращение компрессора;
- $\bar{c}_a = \tilde{c}_a / \tilde{c}_{a, \text{опт}}$ – относительный средний коэффициент расхода (где $\tilde{c}_{a, \text{опт}}$ – средний коэффициент расхода на *оптимальном режиме* работы компрессора при рассматриваемых $\bar{n}_{\text{пр}} = \text{const}$).

Анализа экспериментальных характеристик осевых компрессоров показывает, что зависимость \bar{L}_k от \bar{c}_a линейная (рис. 4.4), т.е. $\bar{L}_k = 1 - \delta(\bar{c}_a - 1)$, где $\delta = \text{tg} \Phi$ – тангенс угла Φ наклона прямой $\bar{L}_k = f(\bar{c}_a)$.

Наклон этой линии зависит от среднего коэффициента нагрузки ступеней в компрессоре $\mu_k = L_k / \sum_{i=1}^Z u_{\text{ср}i}^2$ (рис. 4.5) и приведенной окружной скорости $u_{\text{к.пр}}$ (рис. 4.6).

При малых приведенных окружных скоростях $\delta = \delta_0 = (\text{tg} \Phi)_0$ можно определить по рис. 4.5, а при приведенных окружных скоростях, превышающих 260 м/с, крутизна рассматриваемой характеристики несколько возрастает. Тогда $\delta = \text{tg} \Phi = \delta_0 + \Delta \text{tg} \Phi$, где $\Delta \text{tg} \Phi$ можно определить по рис. 4.6.

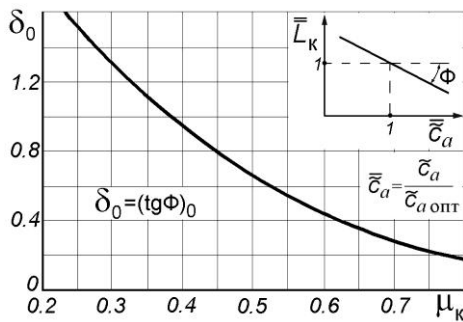


Рис. 4.5. Значения $\delta_0 = (\text{tg} \Phi)_0$ при малых приведенных окружных

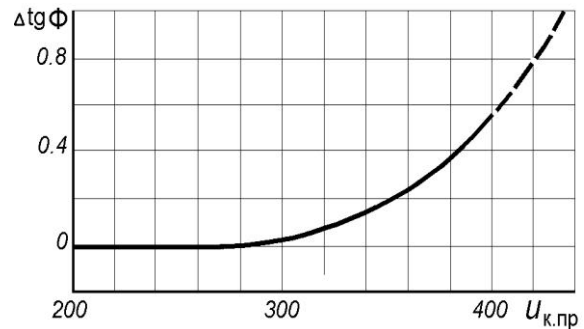


Рис. 4.6. Приращение $\text{tg} \Phi$ при приведенных скоростях $u_{\text{к.пр}} > 260$ м/с

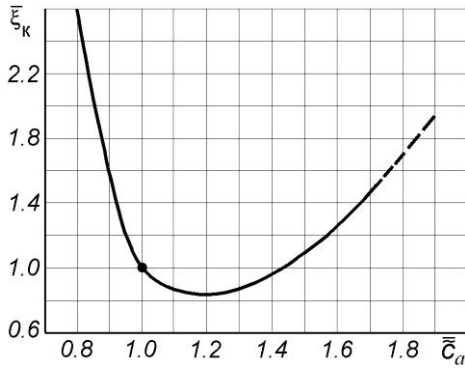


Рис. 4.7. Изменение относительного коэффициента потерь в компрессоре при изменении \bar{c}_a

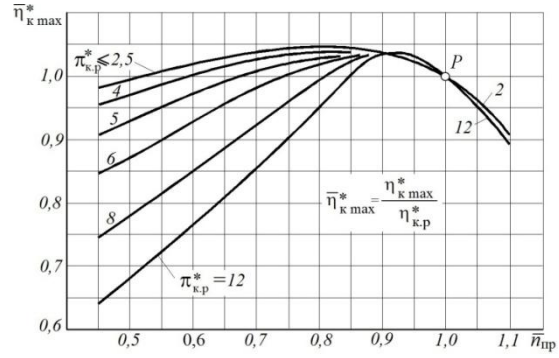


Рис. 4.8. Изменение $\bar{\eta}_{K \max}^* = \eta_{K \max}^* / \eta_{K, p}^*$ по $\bar{n}_{пр}$ у нерегулируемых компрессоров с различными $\pi_{к,р}^*$

2. Изменение относительных гидравлических потерь в компрессоре при изменении \bar{c}_a и $\bar{n}_{пр} = \text{const}$ аналогично изменению L_r в ступени (рис. 4.3) и приближенно может быть определено по рис. 4.7, где дано изменение относительного коэффициента гидравлических потерь

$$\bar{\zeta}_K = \frac{L_r / L_{r \text{ опт}}}{(\bar{c}_a / \bar{c}_{a \text{ опт}})^2}$$

в функции от относительного коэффициента расхода $\bar{c}_a = \tilde{c}_a / \tilde{c}_{a \text{ опт}}$.

3. Изменение относительного максимального КПД $\bar{\eta}_{K \max}^* = \eta_{K \max}^* / \eta_{K, p}^*$ нерегулируемых компрессоров в зависимости от $\bar{n}_{пр}$ на **линии оптимальных режимов** (рис. 4.1) зависит в основном от расчетной степени повышения давления $\pi_{к,р}^*$ и может быть определено по рис. 4.8.

4. Изменение относительного среднего коэффициента расхода в зависимости от $\bar{n}_{пр}$ на линии **оптимальных режимов** для нерегулируемых осевых компрессоров приближенно может быть определено по рис. 4.9, на котором по вертикали отложен параметр $\bar{c}_{a \text{ опт}} = \tilde{c}_{a \text{ опт}} / (\tilde{c}_{a \text{ опт}})_{\bar{n}_{пр}=1}$.

5. Изменение относительного коэффициента затраченной работы нерегулируемого компрессора **на оптимальных режимах** $\bar{L}_{K, \text{ опт}} = L_{K, \text{ опт}} / u_K^2$ при различных значениях $\bar{n}_{пр}$ может быть определено по рис. 4.10. Здесь по вертикали отложен параметр $\Delta \bar{L}_{K, \text{ опт}} = \frac{1}{\delta_0} (\bar{L}_{K, \text{ опт}} - 1)$, где $\bar{L}_{K, \text{ опт}} = \bar{L}_{K, \text{ опт}} / (\bar{L}_{K, \text{ опт}})_{\bar{n}_{пр}=1}$.

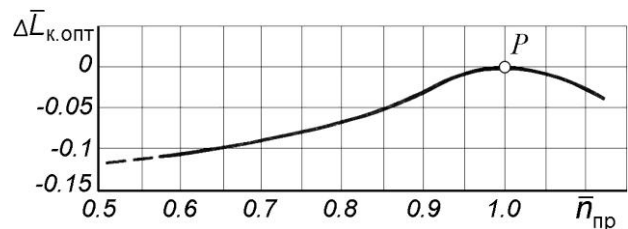
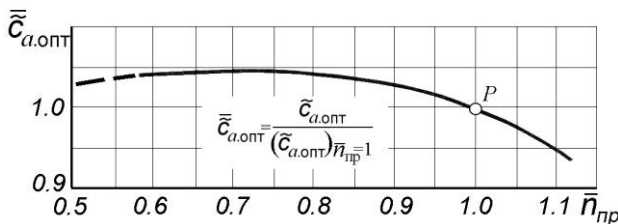
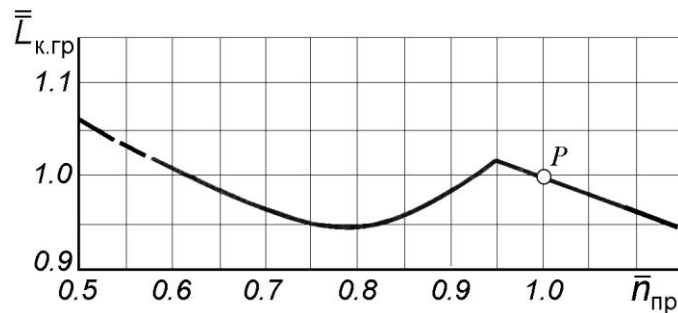


Рис. 4.9. Зависимость оптимального коэффициента расхода от $\bar{n}_{пр}$ Рис. 4.10. Зависимость коэффициента затраченной работы на оптимальных режимах от $\bar{n}_{пр}$ Рис. 4.11. Изменение коэффициента затраченной работы на границе устойчивости для компрессоров с $\pi_{к,р}^* > 5$ и $\delta_0 \approx 1$

6. Типичный характер изменения коэффициента затраченной работы **на границе устойчивой работы** $\bar{L}_{к.гр}$ нерегулируемого осевого компрессора с $\pi_{к,р}^* > 5$ при изменении $\bar{n}_{пр}$ показан на рис. 4.11, где вертикали отложен параметр $\bar{L}_{к.гр} = \bar{L}_{к.гр} / (\bar{L}_{к.гр})_{\bar{n}_{пр}=1}$.

4.2. Порядок расчета характеристик компрессора

1. Для расчета характеристик компрессора необходимо задать следующие его параметры **на расчетном режиме**, т.е. при $\bar{n}_{пр} = 1$:

- степень повышения давления $\pi_{к,р}^*$;
- коэффициент полезного действия (КПД) $\eta_{к,р}^*$;
- относительную плотность тока на входе в компрессор $q(\lambda_{в})_р$;
- приведенную окружную скорость первой ступени $u_{к,пр,р} = u_{к,р} \sqrt{288/T_{в}^*}$;
- коэффициент нагрузки компрессора μ_k ;
- запас устойчивости компрессора $\Delta K_{у,р}$;
- соотношение площадей проходных сечений проточной части компрессора на входе и на выходе из него $F_{в}/F_{к}$;

По этим данным могут быть вычислены расчетные значения степени повышения температуры воздуха в компрессоре и плотности тока на выходе из

$$\text{него:} \quad \tau_{к,р}^* = 1 + (\pi_{к,р}^* \frac{k-1}{k} - 1) / \eta_{к,р}^*; \quad q(\lambda_{к})_р = q(\lambda_{в})_р \frac{F_{в}}{F_{к}} \frac{\sqrt{\tau_{к,р}^*}}{\pi_{к,р}^*}$$

и, соответственно, значения $(\lambda_{в})_р$ и $(\lambda_{к})_р$.

2. В этой методике считается, что на расчетном режиме работы компрессора (в точке «P», рис. 4.1) все ступени работают согласовано и, следовательно,

расчетный режим совпадает с режимом максимума КПД при $\bar{n}_{\text{пр}} = 1$, т.е. является оптимальным. Тогда, задавшись рядом значений $\bar{n}_{\text{пр}}$ в диапазоне, в котором выполняется расчет характеристик, можно для каждого значения $\bar{n}_{\text{пр}}$ определить параметры компрессора на **оптимальном режиме** (т.е. на линии оптимальных режимов, в каждой точке которой при каждом значении $\bar{n}_{\text{пр}}$ $\eta_{\text{к}}^* = \eta_{\text{к max}}^*$). Для этого необходимо, используя данные рис. 4.8, 4.5, 4.6, 4.9 и 4.10, определить по ним значения $\bar{\eta}_{\text{к max}}^*$, δ_0 , \bar{c}_a опт и $\Delta \bar{L}_{\text{к.опт}}$ и с их помощью вычислить на **оптимальном режиме** работы компрессора следующие параметры:

- максимальное значение КПД $\eta_{\text{к max}}^* = \eta_{\text{к.р}}^* \bar{\eta}_{\text{к max}}^*$;
- относительное значение коэффициента затраченной работы

$$\bar{\bar{L}}_{\text{к.опт}} = 1 + \delta_0 \Delta \bar{L}_{\text{к.опт}};$$

- степень повышения температуры $\tau_{\text{к.опт}}^*$.

Для определения $\tau_{\text{к.опт}}^*$ воспользуемся выражением для затраченной работы на вращение компрессора $L_{\text{к}} = c_p T_{\text{в}}^* (\tau_{\text{к}}^* - 1)$. Запишем его для расчетного режима (т.е. для $\bar{n}_{\text{пр}} = 1$), который совпадает с оптимальным,

$$(L_{\text{к.опт}})_{\bar{n}_{\text{пр}}=1} = c_p T_{\text{в}}^* (\tau_{\text{к.р}}^* - 1)$$

и для оптимального режима при произвольном значении $\bar{n}_{\text{пр}} \neq 1$

$$L_{\text{к.опт}} = c_p T_{\text{в}}^* (\tau_{\text{к.опт}}^* - 1).$$

Тогда соответствующие коэффициенты работы, затраченной на вращение компрессора, будут равны

$$(\bar{L}_{\text{к.опт}})_{\bar{n}_{\text{пр}}=1} = \frac{(L_{\text{к.опт}})_{\bar{n}_{\text{пр}}=1}}{u_{\text{к.р}}^2} \quad \text{и} \quad \bar{L}_{\text{к.опт}} = \frac{L_{\text{к.опт}}}{u_{\text{к}}^2},$$

а относительный коэффициент работы, затраченной на вращение компрессора,

$$\bar{\bar{L}}_{\text{к.опт}} = \frac{\bar{L}_{\text{к.опт}}}{(\bar{L}_{\text{к.опт}})_{\bar{n}_{\text{пр}}=1}} = \frac{L_{\text{к.опт}}/u_{\text{к}}^2}{(L_{\text{к.опт}})_{\bar{n}_{\text{пр}}=1}/u_{\text{к.р}}^2} = \frac{L_{\text{к.опт}}}{(L_{\text{к.опт}})_{\bar{n}_{\text{пр}}=1} u_{\text{к}}^2/u_{\text{к.р}}^2} = \frac{(\tau_{\text{к.опт}}^* - 1)}{(\tau_{\text{к.р}}^* - 1)} \frac{1}{\bar{n}_{\text{пр}}^2}.$$

$$\text{Отсюда} \quad \tau_{\text{к.опт}}^* = 1 + (\tau_{\text{к.р}}^* - 1) \bar{n}_{\text{пр}}^2 \bar{\bar{L}}_{\text{к.опт}}.$$

3. Для построения напорной кривой и расчета изменения КПД компрессора при фиксированном значении $\bar{n}_{\text{пр}}$ следует, вычислив $u_{\text{к.пр}} = u_{\text{к.пр.р}} \bar{n}_{\text{пр}}$, определить по данным рис. 4.5 и 4.6 крутизну изменения $\bar{L}_{\text{к}}$ по \bar{c}_a :

$$\delta = \text{tg} \Phi = \delta_0 + \Delta \text{tg} \Phi.$$

Затем, задавшись рядом значений \bar{c}_a , для каждого из них необходимо вычислить относительную величину затраченной работы, используя линейную зависимость $\bar{L}_{\text{к}}$ от \bar{c}_a (рис. 4.4) $\bar{L}_{\text{к}} = \frac{\bar{L}_{\text{к}}}{\bar{L}_{\text{к.опт}}} = 1 - \delta(\bar{c}_a - 1)$, и степень повышения температуры воздуха (аналогично, как это выполнено в пункте 2)

$$\tau_{\text{к}}^* = 1 + (\tau_{\text{к.опт}}^* - 1) \bar{L}_{\text{к}}.$$

Далее по рис. 4.7 необходимо определить соответствующее значение относительного коэффициента гидравлических потерь в компрессоре $\bar{\xi}_{\text{к}} = \frac{\xi_{\text{к}}}{(\xi_{\text{к}})_{\text{опт}}}$.

Так как в соответствии с уравнением Бернулли выражение для работы

компрессора $L_k = L_{ад.к}^* + L_r$, то для коэффициентов потерь ξ можно записать следующие выражения: $\xi_k = \frac{L_r}{\bar{c}_a^2} = \frac{L_k - L_{ад.к}^*}{\bar{c}_a^2}$ – коэффициент потерь в точке на на-

порной кривой при произвольном значении \bar{c}_a , а $(\xi_k)_{опт} = \left(\frac{L_r}{\bar{c}_a^2}\right)_{опт} = \frac{(L_k - L_{ад.к}^*)_{опт}}{\bar{c}_a^2_{опт}}$ – в точке на напорной кривой при $\bar{c}_a = \bar{c}_a_{опт}$. Тогда

$$\bar{\xi}_k = \frac{\xi_k}{(\xi_k)_{опт}} = \frac{L_k - L_{ад.к}^*}{(L_k - L_{ад.к}^*)_{опт}} \frac{1}{\bar{c}_a^2}, \text{ где } \bar{c}_a = \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_a_{опт}}.$$

Разделив числитель и знаменатель на $L_{к.опт}$, получим

$$\bar{\xi}_k = \frac{\bar{L}_k}{\bar{c}_a^2} \frac{1 - \eta_k^*}{1 - \eta_{к\max}^*}, \text{ где } \bar{L}_k = \frac{L_k}{L_{к.опт}}, \eta_k^* = \frac{L_{ад.к}^*}{L_k}, \text{ а } \eta_{к\max}^* = \left(\frac{L_{ад.к}^*}{L_k}\right)_{опт}.$$

Отсюда для каждого из заданных значений \bar{c}_a можно определить КПД компрессора

$$\eta_k^* = 1 - \bar{\xi}_k (1 - \eta_{к\max}^*) \frac{\bar{c}_a^2}{\bar{L}_k}$$

и найти π_k^* в данной точке напорной кривой

$$\pi_k^* = [1 + (\tau_k^* - 1)\eta_k^*]^{\frac{k}{k-1}}.$$

4. Значение относительной плотности тока $q(\lambda_b)$, соответствующее данным значениям $\bar{n}_{пр}$ и \bar{c}_a , определяется из следующей системы двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{q(\lambda_k)}{q(\lambda_b)} &= \frac{F_b \sqrt{\tau_k^*}}{F_k \pi_k^*} \\ \lambda_b \lambda_k &= \lambda_{в.р} \lambda_{к.р} \bar{n}_{пр}^2 (\bar{c}_a_{опт} \bar{c}_a)^2 \sqrt{\frac{\tau_{к.р}^*}{\tau_k^*}}. \end{aligned} \right\}$$

Эти уравнения образуют систему уравнений с двумя неизвестными λ_b и λ_k . При этом правые части этих уравнений при заданных $\bar{n}_{пр}$ и \bar{c}_a известны, так как π_k^* , τ_k^* и $\bar{c}_a_{опт}$ были определены выше. Для решения этой системы уравнений следует применить итерационную процедуру (см. ниже).

При больших $u_{к.пр}$ в процессе расчета может наблюдаться уменьшение вычисленных значений $q(\lambda_b)$ на правой ветви характеристики, начиная с некоторого значения \bar{c}_a . Это является следствием приближенности данной методики. В таких случаях следует считать величину $q(\lambda_b)$ после достижения ею максимального значения постоянной, что соответствует вертикальному участку характеристики компрессора.

5. Для построения границы устойчивой работы компрессора необходимо:

а) при $\bar{n}_{пр} = 1$ найти на левой ветви напорной кривой (т.е. в области $\bar{c}_a < 1$) точку с заданным значением запаса устойчивости $\Delta K_{у.р}$;

б) определить в этой точке $\bar{L}_k = \bar{L}_k \bar{L}_{к.опт}$. Здесь значение $\bar{L}_{к.опт}$ следует определить из выражения $\bar{L}_{к.опт} = \bar{L}_{к.опт} / (\bar{L}_{к.опт})_{\bar{n}_{пр}=1}$.

Тогда получим $\bar{L}_k = \bar{L}_k \bar{L}_{к.опт} (\bar{L}_{к.опт})_{\bar{n}_{пр}=1}$.

Как было принято выше, расчетный режим работы компрессора, т.е. режим при $\bar{n}_{пр} = 1$, совпадает с оптимальным режимом (режимом максимума

КПД). Тогда $(\bar{L}_{к.опт})_{\bar{n}_{пр}=1} = L_{к.р}/u_{к.пр.р}^2$, где $L_{к.р} = c_p T_B^* \left(\pi_{к.р}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \eta_{к.р}^*$.

Если обозначить полученное значение $\bar{L}_к$ на границе устойчивой работы при $\bar{n}_{пр} = 1$ через $(\bar{L}_{к.гр})_{\bar{n}_{пр}=1}$, то далее, используя данные рис 4.11, необходимо рассчитать $\bar{L}_{к.гр} = \bar{L}_{к.гр}(\bar{L}_{к.гр})_{\bar{n}_{пр}=1}$ при других $\bar{n}_{пр}$ и, соответственно, найти на напорных кривых при этих $\bar{n}_{пр}$ точки со значением $\bar{L}_к = \bar{L}_{к.гр}$.

Результатом проведенных расчетов является напорная ветка при одном значении $\bar{n}_{пр}$ (рис. 4.12). Для получения характеристики компрессора в заданном диапазоне изменения $\bar{n}_{пр}$ (рис. 4.1) необходимо аналогичные расчеты повторить при других значениях $\bar{n}_{пр}$ в этом диапазоне.

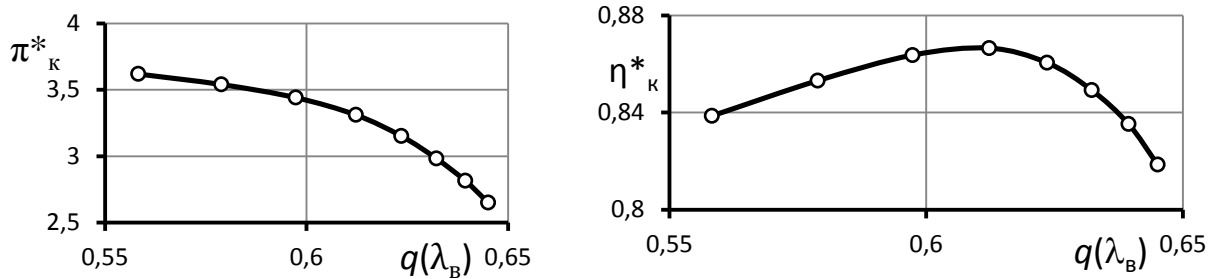


Рис. 4.12. Напорные ветки характеристики компрессора

Глава 5. Приближенный расчет характеристик газовой турбины

5.1. Основные параметры ступени газовой турбины

Геометрические параметры ступени турбины

В ступени турбины различают (рис. 5.1): наружный D_T и внутренний $D_{вТ}$ диаметры проточной части на выходе из ступени; средний диаметр $D_{ср} = 0,5(D_T + D_{вТ})$; относительный диаметр втулки $\bar{d} = D_{вТ}/D_T$ и др.

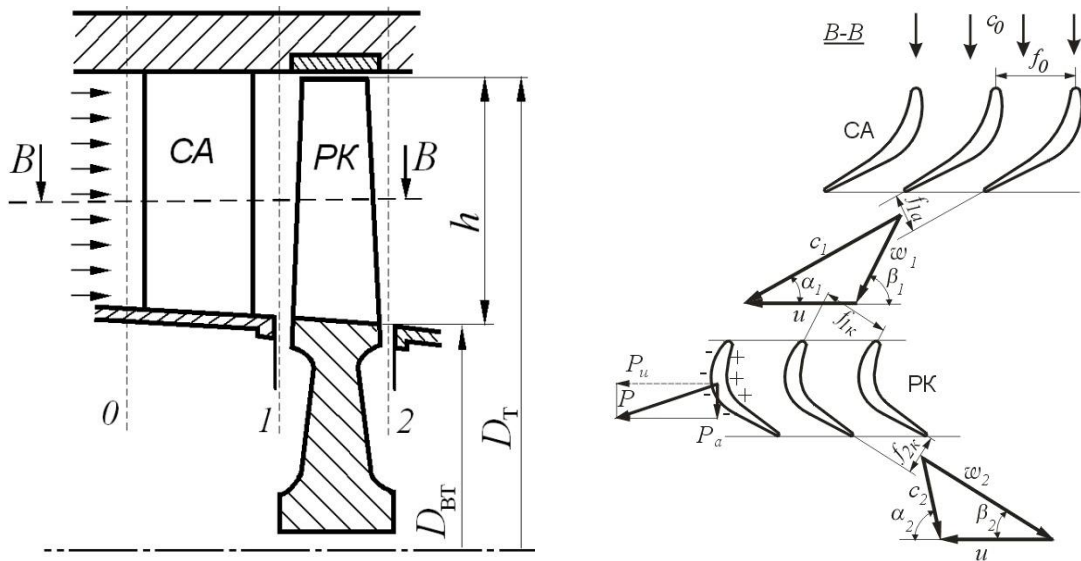


Рис. 5.1. Схема ступени газовой турбины

Рис. 5.2. Схема течения газа в ступени газовой турбины

Газодинамические параметры ступени турбины

Степенью понижения давления в ступени турбины называется отношение полного давления на входе в СА к статическому давлению на выходе из РК (рис. 5.1) $\pi_{ст} = \frac{P_0^*}{P_2}$ или в параметрах заторможенного потока $\pi_{ст} = \frac{P_0^*}{P_2^*}$.

$$\text{(рис. 5.1) } \pi_{ст} = \frac{P_0^*}{P_2} \text{ или в параметрах заторможенного потока } \pi_{ст} = \frac{P_0^*}{P_2^*}.$$

Значения $\pi_{ст}^*$ в турбинах ГТД обычно составляют 1,6...3,5 и более.

Адиабатная работа расширения газа в ступени $L_{ад.ст} = H = - \int_0^{2_{ад}} v dp$, назы-

ваемая также *располагаемым теплоперепадом* H (рис.5.4), может быть определена из совместного рассмотрения обобщенного уравнения Бернулли для адиабатного процесса расширения газа в ступени $0^*-2_{ад}$ и соответствующего уравнения сохранения энергии для ступени.

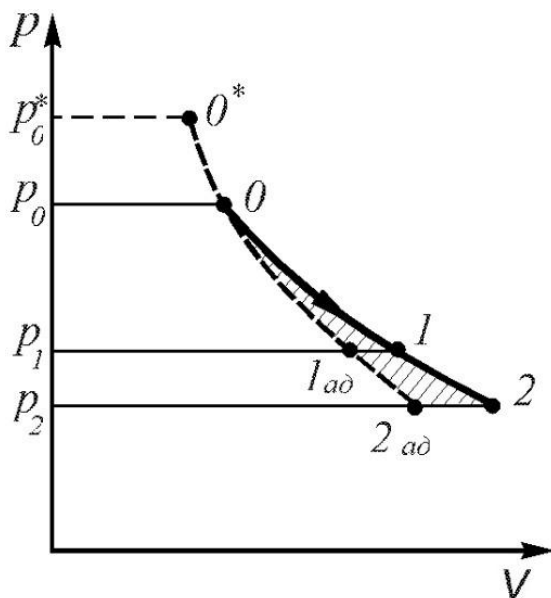


Рис. 5.3. Процесс расширения газа в p, v -координатах

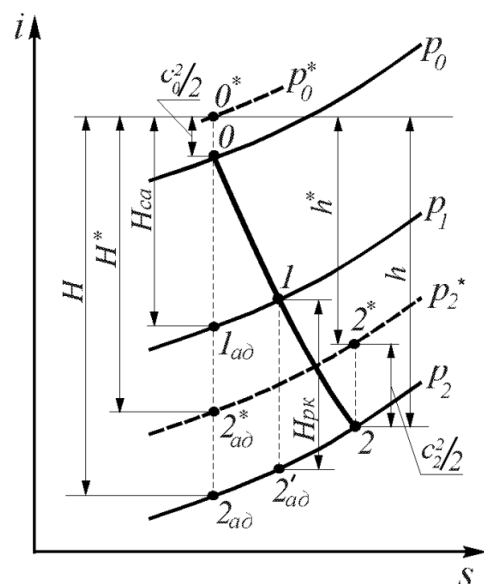


Рис. 5.4. Процесс расширения газа в i, s -координатах

Согласно уравнению Бернулли в адиабатном процессе в потоке газа, протекающем без потерь, работа $L_{ст}$, которая *отводится* от вала ступени в адиабатном процессе $0-2_{ад}$, равна

$$-L_{ст} = \int_0^{2_{ад}} v dp + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} = -L_{ад.ст} + \frac{c_2^2}{2}, \text{ (так как } c_0 = 0).$$

Но согласно уравнению сохранения энергии

$$-L_{\text{ст}} = i_{2\text{ад}} - i_0 + \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} = i_{2\text{ад}} - i_0^* + \frac{c_2^2}{2},$$

тогда
$$L_{\text{ад.ст}} = H = i_0^* - i_{2\text{ад}} = c_{\text{пр}} (T_0^* - T_{2\text{ад}}) = c_{\text{пр}} T_0^* \left(1 - \frac{1}{e_{\text{ст}}}\right), \quad (5.1)$$

где $e_{\text{ст}} = T_0^*/T_{2\text{ад}} = \pi_{\text{ст}}^{\frac{k-1}{k}}$ – степень понижения температуры газа в процессе $0^*-2_{\text{ад}}$.

Аналогично в параметрах заторможенного потока

$$L_{\text{ад.ст}}^* = H^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left(1 - \frac{1}{e_{\text{ст}}^*}\right), \quad (5.2)$$

где $e_{\text{ст}}^* = T_0^*/T_{2\text{ад}}^* = \pi_{\text{ст}}^* \frac{k-1}{k}$.

Можно показать, что
$$H^* \approx H - 0,5 c_2^2. \quad (5.3)$$

Действительным теплоперепадом h (рис. 5.4) называется падение энтальпии газа в ступени в реальном процессе расширения

$$h = i_0^* - i_2 = c_{\text{пр}} (T_0^* - T_2). \quad (5.4)$$

При этом для неохлаждаемой ступени турбины согласно уравнению сохранения энергии

$$h = L_{\text{ст}} + c_2^2/2. \quad (5.5)$$

Аналогично в параметрах заторможенного потока

$$h^* = i_0^* - i_2^* = L_{\text{ст}}, \quad (5.6)$$

где $h^* = h - 0,5 c_2^2$.

Адиабатным КПД ступени турбины называется отношение

$$\eta_{\text{ад.ст}} = \frac{L_{\text{ст}} + c_2^2/2}{L_{\text{ад.ст}}} = \frac{L_{\text{ст}} + c_2^2/2}{H}. \quad (5.7)$$

или (для неохлаждаемой ступени)

$$\eta_{\text{ад.ст}} = \frac{h}{H}, \quad (5.8)$$

т.е. адиабатный КПД неохлаждаемой ступени турбины равен отношению действительного теплоперепада к адиабатному.

Таким образом, этот КПД учитывает снижение (вследствие наличия гидравлических потерь) теплоперепада в ступени (т.е. уменьшение энтальпии газа, преобразуемой в работу на валу и в приращение кинетической энергии газового потока) по сравнению с тем, который имел бы место при адиабатном процессе расширения.

Полагая средние значения теплоемкости газа в идеальном и реальном процессах расширения одинаковым, формулу (5.8) можно записать как

$$\eta_{\text{ад.ст}} = \frac{T_0^* - T_2}{T_0^* - T_{2\text{ад}}}. \quad (5.9)$$

КПД ступени турбины в параметрах заторможенного потока (со-

крайне – **КПД ступени турбины**) называется отношение

$$\eta_{ст}^* = \frac{L_{ст}}{L_{ад,ст}^*} = \frac{L_{ст}}{H^*}, \quad (5.10)$$

или (для неохлаждаемой ступени)

$$\eta_{ст}^* = \frac{T_0^* - T_2^*}{T_0^* - T_{2 ад}^*}. \quad (5.11)$$

Значения $\eta_{ст}^*$ (часто используемого в расчетах) и $\eta_{ад,ст}$ мало отличаются друг от друга и обычно в неохлаждаемых ступенях турбины равны 0,9...0,92.

Мощностным КПД ступени турбины называется отношение работы на валу ступени к располагаемому теплоперепаду $\eta_{ст} = \frac{L_{ст}}{L_{ад,ст}} = \frac{L_{ст}}{H}$.

Как видно, он отличается от адиабатного КПД, определяемого формулой (5.7), тем, что кинетическая энергия газа на выходе из ступени, равная $c_2^2/2$, считается потерянной. Обеспечение достаточно высокого значения мощностного КПД важно в тех случаях, когда рассматриваемая ступень установлена, например, на выходе из вертолетного ГТД или из вспомогательной силовой установки, когда эта кинетическая энергия не может быть использована в дальнейшем для получения какой-либо полезной работы. Поэтому величину $c_2^2/2$ в теории турбин принято называть **потерями с выходной скоростью**. Для отдельно взятой ступени турбины мощностной КПД заметно меньше адиабатного и обычно не превышает значений порядка 0,8.

Степень реактивности ступени представляет собой отношение располагаемого теплоперепада в рабочем колесе $H_{р.к}$ (рис. 5.4) к располагаемому теплоперепаду в ступени:

$$\rho_{ст} = \frac{L_{ад,р.к}}{L_{ад,ст}} = \frac{H_{р.к}}{H}. \quad (5.12)$$

Ступень, имеющая $p_1 = p_2$, т. е. $H_{р.к} = 0$ и $\rho_{ст} = 0$, называется **активной**. Для авиационных турбин на среднем радиусе обычно $\rho_{ст} = 0,3...0,4$. Такие ступени называются **реактивными**.

Кинематические параметры ступени турбины

Кинематические параметры ступени турбины обычно рассматриваются на её среднем радиусе. Важнейшими из них являются следующие.

Окружная скорость. На среднем радиусе лопаток турбин современных ГТД окружная скорость u составляет обычно 300...500 м/с.

Направление и величина скорости газа на выходе из ступени. Угол α_2 на выходе из одноступенчатой турбины или из последней ступени многоступенчатой турбины во избежание повышенных потерь в затурбинном устройстве должен быть близок к 90° и обычно отличается от этого значения не больше,

чем на $5 \dots 10^\circ$.

Характерной величиной является число Маха на выходе из рабочего колеса, которое для турбин ТРД и ТРДД обычно не превосходит значений $M_{c_2} = 0,45 \dots 0,55$, но в последних ступенях ТВД и вертолетных ГТД с целью сокращения их габаритных размеров доводится иногда до $0,65 \dots 0,7$.

Параметр u/c_1 . Этот параметр характеризует (совместно с углом α_1 , определяющим направление скорости c_1 на выходе из соплового аппарата, рис. 5.2) кинематику потока (форму треугольника скоростей) перед рабочим колесом. В ступенях турбин авиационных ГТД обычно $u/c_1 = 0,6 \dots 0,76$.

Может рассматриваться также параметр $y^* = u/c_{ад}^*$,

где

$$c_{ад}^* = \sqrt{2H^*} = \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \frac{1}{\pi_{ст}^* \frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Коэффициент нагрузки ступени

$$\mu_{ст} = L_{ст}/u_{ср}^2. \quad (5.13)$$

Этот коэффициент определяет работу, которую можно получить в ступени при данной окружной скорости. В турбинах авиационных ГТД он равен обычно $1,2 \dots 1,8$, причем большим его значениям соответствуют меньшие значения КПД ступени.

5.2. Приближенный расчет характеристик газовых турбин

Наиболее достоверным способом получения расчетных характеристик турбин является последовательный расчет кинематики потока и всех видов потерь для каждого лопаточного венца (повенечный расчет), начиная с соплового аппарата первой ступени, с учетом конкретных геометрических параметров решеток сопловых и рабочих лопаток и изменения потока по радиусу. Однако такой расчет для многоступенчатой турбины оказывается весьма громоздким, даже в том случае, когда в процессе расчета ведется определение параметров потока только на одном (среднем) радиусе.

Ниже изложена приближенная методика расчета характеристик одно-вальных газовых турбин [3], имеющая меньшую точность, чем может быть получена при повенечном расчете, но отличающаяся значительно большей компактностью и не требующая задания многих геометрических параметров всех лопаточных венцов.

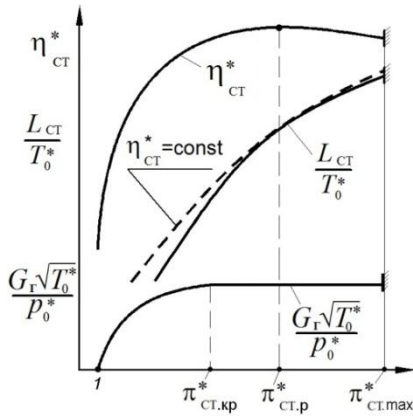


Рис. 5.5. Характеристика ступени турбины

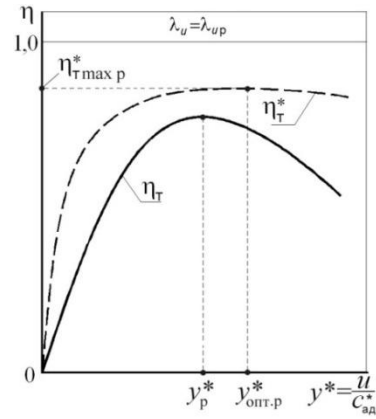


Рис. 5.6. Зависимость КПД ступени от $y^* = u/c_{ад}^*$ при $\lambda_u = \lambda_{ур}$

Характеристикой турбины (ступени турбины) называются (рис. 5.5) зависимости КПД турбины η_T^* , параметра работы L_T/T_T^* , параметра расхода $G_z = G\sqrt{T_T^*}/p_T^*$ (где T_T^* и p_T^* – температура и давление газа на входе в турбину) и направления (угла выхода) потока газа за турбиной от степени понижения давления в турбине π_T^* и параметра частоты вращения турбины $n/\sqrt{T_T^*}$ или пропорционального ему числа $\lambda_u = u/\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_T^*}$. Здесь $u = \sqrt{\frac{1}{z}\sum_{i=1}^z u_i^2}$ – среднее неквадратичное значение окружных скоростей рабочих лопаток всех ступеней турбины на их среднем радиусе.

Исходными данными для расчета характеристик по этой методике являются следующие значения параметров турбины на расчетном режиме ее работы (который будет отмечаться индексом «р»):

- степень понижения полного давления $\pi_{Т,р}^*$;
- КПД турбины $\eta_{Т,р}^*$;
- параметр расхода $G_{зр} = \left(\frac{G_T\sqrt{T_T^*}}{p_T^*}\right)_р$ (в дальнейшем будет рассматриваться его относительное значение, т.е. будет полагаться, что $G_{зр} = 1,0$);
- число ступеней z ;
- число λ по окружной скорости $\lambda_{ур} = u_p/\sqrt{2\frac{k}{k+1}RT_T^*}$, где $u_p = \sqrt{\frac{1}{z}\sum_{i=1}^z u_i^2}$ – среднее неквадратичное значение окружных скоростей u_i всех ступеней на их средних радиусах на расчетном режиме работы турбины;
- число λ за турбиной $\lambda_{Т,р}$ (в диапазоне $0,5 \dots 0,7$);
- угол выхода потока на среднем радиусе $\alpha_{Т,р}$ (в диапазоне $80 \dots 90^\circ$).

Результатами расчетов являются значения η_T^* , L_T/T_{Γ}^* , G_Z и α_T на нерасчетных режимах, т.е. при различных значениях π_T^* и $\bar{\lambda}_u = \lambda_u/\lambda_{up}$.

Методика основана на анализе ряда характеристик одно- и многоступенчатых газовых турбин, позволившем установить закономерности относительного изменения основных параметров на нерасчетных режимах в области автотельности по числу Рейнольдса.

Расчетный режим работы турбины обычно не совпадает с режимом $\eta_T^*_{\max}$ при $\bar{\lambda}_u = 1$. Это связано с тем, что в высоконагруженных ступенях расчетные значения $u/c_{ад}^*$ обычно лежат ближе к оптимальным по η_T , чем по η_T^* , и поэтому максимум η_T^* при $\bar{\lambda}_u = 1$ достигается при $y^* > y_p^*$ (рис. 5.6). Здесь

$$y^* = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^z u_i^2}}{c_{ад}^*} \quad (\text{аналог } \frac{u}{c_1}), \quad \text{где} \quad c_{ад}^* = \sqrt{2H^*} = \sqrt{2c_p T_{\Gamma}^* \left[1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (5.14)$$

а T_{Γ}^* – температура заторможенного потока газа перед турбиной, а u_i – окружная скорость на среднем радиусе i -й ступени турбины.

Режимы $\eta_T^*_{\max}$ и соответствующие им значения $y_{опт}^*$ являются базовыми в рассматриваемой методике. Поэтому значения $y_{опт}^*$ и соответственно $\eta_T^*_{\max}$ при $\lambda_u = \lambda_{up}$ должны быть предварительно оценены.

$$\text{Связь} \quad \lambda_u = \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z u_i^2} / \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{\Gamma}^*} \quad \text{и} \quad y^* = \sqrt{\sum_{i=1}^z u_i^2} / \sqrt{2c_p T_{\Gamma}^* [1 - 1/e_T^*]}$$

следующая:

$$y^* = \lambda_u \sqrt{z} \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \frac{e_T^*}{e_T^* - 1}}, \quad \text{где} \quad e_T^* = \pi_T^* \frac{k-1}{k}. \quad (5.15)$$

Аналогично для расчетного режима $y_p^* = \lambda_{up} \sqrt{z} \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \frac{e_{T,p}^*}{e_{T,p}^* - 1}}$, где $e_{T,p}^* = \pi_{T,p}^* \frac{k-1}{k}$.

Предварительно, перед расчетом характеристик турбины, следует определить для **расчетного режима** следующие параметры:

- $L_{T,p}/T_{\Gamma,p}^* = c_p (1 - 1/e_{T,p}^*) \eta_{T,p}^*$, где $c_p = 1246,3$ Дж/(кг·К);
- $y_p^* = \lambda_{up} \sqrt{z} \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \frac{e_{T,p}^*}{e_{T,p}^* - 1}}$, где $e_{T,p}^* = (\pi_{T,p}^*)^{\frac{k-1}{k}}$;
- $y_{опт,p}^* = a \cdot y_p^*$, где $a = 1,1$ (рис. 5.6);
- максимальное значение КПД турбины при $\lambda_u = \lambda_{up}$

$$\eta_{T,\max,p}^* = \eta_{T,p}^* \left[1 + 0,833(a-1)^2 \right] = 1,0083 \eta_{T,p}^* ;$$

– критическое значение π_T^* , которое определяется, в основном, числом ступеней турбины

$$\pi_{T,кр.р}^* = 6 - 5,75e^{-0,34\sqrt{z}}. \quad (5.16)$$

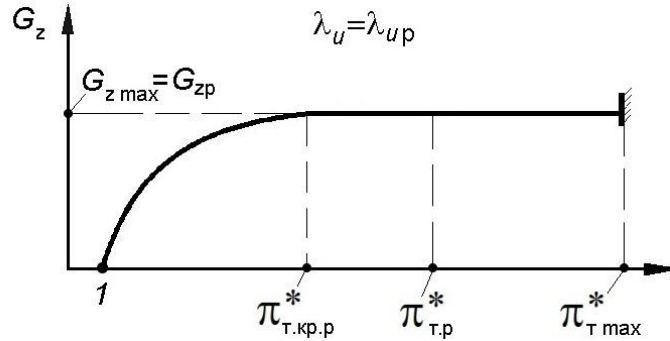


Рис. 5.7. Зависимость параметра расхода турбины от π_T^* при $\lambda_u = \lambda_{up}$

Это такое значение π_T^* , при превышении которого G_z уже не изменяется (рис. 5.7), так как в критическом сечении соплового аппарата первой ступени турбины скорость газа достигает значения скорости звука при $\lambda_u = \lambda_{up}$;

– значение параметра $x_p = \frac{\pi_{T,р}^* - 1}{\pi_{T,кр.р}^* - 1}$;

– значение параметра $\bar{G}_{zp} = \frac{G_{zp}}{G_{z,макс}} = \sqrt[4]{1 - (1 - x_p)^2}$ (а при $x_p > 1$ $\bar{G}_{zp} = 1$);

Затем необходимо определить максимальное значение степени понижения давления в турбине

$$\pi_{T,макс}^* \approx \left[\pi_{T,р}^* \frac{0,9}{q(\lambda_{T,р})} \right]^{1,1}, \quad (5.17)$$

где $q(\lambda_{T,р}) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_{T,р} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{T,р}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}$.

Значение $\pi_{T,макс}^*$ соответствует такому значению π_T^* , при котором **осевая скорость** газа на выходе из турбины достигает значения местной скорости звука.

Далее определяется относительное значение $\bar{\lambda}_u = \lambda_u / \lambda_{up}$ на данном нерасчетном режиме и вычисляется текущее значение $\pi_{T,кр}^*$ на этом же режиме

$$\pi_{T,кр}^* = \pi_{T,кр.р}^* \frac{1 + 0,45\bar{\lambda}_u}{1,45}. \quad (5.18)$$

Дальнейший расчет может быть проведен в следующем порядке.

а) Определение $y_{\text{опт}}^*$ и η_{Tmax}^* на заданном нерасчетном режиме
(т.е. при $\lambda_u \neq \lambda_{up}$).

При относительном значении $\bar{\lambda}_u = \lambda_u / \lambda_{up}$ на данном (нерасчетном, т.е. при $\lambda_u \neq \lambda_{up}$, рис. 5.8) режиме вычисляется оптимальное значение y^* :

- если $\bar{\lambda}_u \geq 0,5$, то $y_{\text{опт}}^* = y_{\text{опт.р}}^* [0,91 + 0,72(\bar{\lambda}_u - 0,5)^3]$;
- если $\bar{\lambda}_u < 0,5$, то $y_{\text{опт}}^* = 0,91 y_{\text{опт.р}}^*$.

Затем определяется максимальное (т.е. соответствующее этому $y_{\text{опт}}^*$) значение КПД турбины η_{Tmax}^* при данном $\bar{\lambda}_u \neq \bar{\lambda}_{up}$. Относительное изменение

КПД турбины на оптимальных режимах $\bar{\eta}_{\text{Tmax}}^* = \frac{\eta_{\text{Tmax}}^*}{\eta_{\text{Tmax.p}}^*}$ при изменении $\bar{\lambda}_u$

приблизительно выражается следующими формулами:

- $\bar{\eta}_{\text{Tmax}}^* = \frac{\eta_{\text{Tmax}}^*}{\eta_{\text{Tmax.p}}^*} = 1 + 0,03(\bar{\lambda}_u - 1)$, если $\bar{\lambda}_u \geq 1$;
- $\bar{\eta}_{\text{Tmax}}^* = 1 - [0,1 + 0,18(\pi_{\text{T.p}}^{*0,4} - 1,44)](1 - \bar{\lambda}_u)$, если $\bar{\lambda}_u < 1$;
- $\bar{\eta}_{\text{Tmax}}^* = (\bar{\eta}_{\text{Tmax}}^*)_{\bar{\lambda}=0,5}$, если $\bar{\lambda}_u < 0,5$.

Тогда $\eta_{\text{Tmax}}^* = \bar{\eta}_{\text{Tmax}}^* \cdot \eta_{\text{Tmax.p}}^*$.

б) Определение КПД турбины на заданном (нерасчетном) режиме

(т.е. при $\lambda_u \neq \lambda_{up}$ и $\pi_{\text{T}}^* \neq \pi_{\text{T.p}}^*$)

Сначала при данных $\lambda_u \neq \lambda_{up}$ и $\pi_{\text{T}}^* \neq \pi_{\text{T.p}}^*$ вычисляется значение

$$y^* = \lambda_u \sqrt{z} \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \frac{e_{\text{T}}^*}{e_{\text{T}}^* - 1}} \quad (\text{рис. 5.8}), \text{ а затем определяется } \bar{y}^* = \frac{y^*}{y_{\text{опт}}^*}.$$

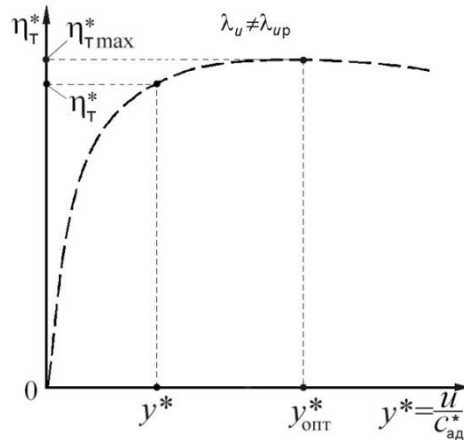


Рис. 5.8. Зависимость η_T^* от $y^* = u/c_{ад}^*$ при $\lambda_u \neq \lambda_{up}$

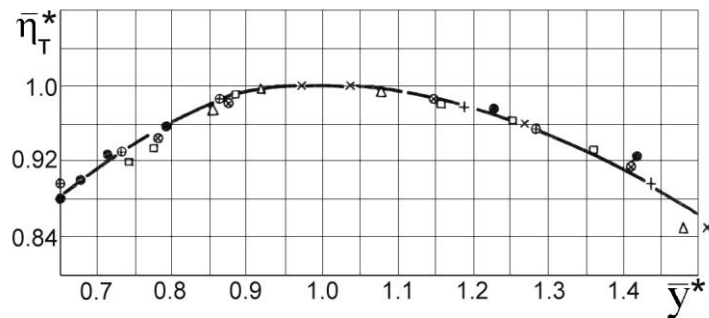


Рис. 5.9. Относительное изменение η_T^* при отклонении от оптимального режима работы турбины (точки относятся к различным турбинам при $\lambda_u = 0,5 \dots 1,0$)

Степень снижения η_T^* на данном режиме по сравнению с $\eta_{T \max}^*$ зависит от степени отклонения этого режима от оптимального. Относительное изменение КПД турбины при отклонении от режима максимума КПД практически одинаково при различных значениях λ_u (рис. 5.9), где по вертикали отложены значения $\bar{\eta}_T^* = \eta_T^* / \eta_{T \max}^*$, а по горизонтали $\bar{y}^* = y^* / y_{опт}^*$, иллюстрирует относительное изменение η_T^* при изменении y^* (при $\lambda_u = \text{const}$) и показывает, что это изменение в таких координатах практически одинаково не только при различных λ_u , но и для различных турбин.

Кривая на рис. 5.9, аппроксимирующая эти данные, соответствует следующим формулам:

$$\begin{aligned} - \text{при } \bar{y}^* \leq 1 & \quad \bar{\eta}_T^* = 1 - (\bar{y}^* - 1)^2; \\ - \text{при } \bar{y}^* > 1 & \quad \bar{\eta}_T^* = 1 - 0,55(\bar{y}^* - 1)^2, \end{aligned}$$

позволяющим найти значения $\eta_T^* = \eta_{T \max}^* \bar{\eta}_T^*$ при $\bar{y}^* \neq y_{опт}^*$.

в) Определение параметра расхода газа через турбину на заданном

(нерасчетном) режиме (т.е. при $\lambda_u \neq \lambda_{up}$ и $\pi_T^* \neq \pi_{T,p}^*$)

Определяющее влияние на параметр расхода G_z оказывает π_T^* . Влияние

изменения λ_u на этот параметр невелико и в первом приближении может не учитываться. В этом случае зависимость G_z от режима работы для различных турбин можно представить в виде двух частных зависимостей:

– зависимости критической степени понижения давления $\pi_{т.кр}^*$ от расчетных параметров турбины;

– зависимости относительного значения параметра расхода

$$\bar{G}_z = G_z / G_{z\text{кр}} \text{ от перепада давлений при } \pi_t^* < \pi_{т.кр}^* .$$

Анализ имеющихся экспериментальных и расчетных характеристик турбин показал, что значение $\pi_{т.кр}^*$ определяется, в основном, числом ступеней, причем эта зависимость приближенно может быть выражена формулой

$$\pi_{т.кр}^* = 6 - 5,75e^{-0,34\sqrt{z}},$$

где e – основание натуральных логарифмов.

Зависимость \bar{G}_z от π_t^* при $\pi_t^* < \pi_{т.кр}^*$ для различных турбин хорошо обобщается в координатах, представленных на рис 5.10, где по горизонтали отложен параметр $x = \frac{\pi_t^* - 1}{\pi_{т.кр}^* - 1}$.

Значение параметра расхода G_z при данных $\lambda_u \neq \lambda_{up}$ и $\pi_t^* \neq \pi_{т.р}^*$ определяется следующим образом.

– вычисляется величина $\pi_{т.кр}^*$ и x ;

– по рис. 5.10 или по формулам, аппроксимирующим кривую на этом рисунке, определяется относительное значение параметра расхода $\bar{G}_z = \frac{G_z}{G_{z\text{max}}}$:

- при $x < 0,1$ $\bar{G}_z = 1,85\sqrt{x}$;
- при $x = 0,1 \dots 0,3$ $\bar{G}_z = 1,26\sqrt[3]{x}$;
- при $x = 0,3 \dots 1,0$ $\bar{G}_z = \sqrt[4]{1 - (1 - x)^2}$;
- при $x \geq 1$ $\bar{G}_z = 1$.

Далее вычисляется искомый параметр расхода $G_z = G_{zр} \frac{\bar{G}_z}{\bar{G}_{zр}}$, где

$$\bar{G}_{zр} = \frac{G_{zр}}{G_{z\text{max}}} \text{ – значение } \bar{G}_z \text{ при } \pi_t^* = \pi_{т.р}^* .$$

По заданным значениям π_t^* и уже определенному значению η_t^* можно определить значение параметра работы

$$\frac{L_t}{T_t^*} = c_p \left(1 - \frac{1}{e_t^*} \right) \eta_t^* , \quad \text{где } c_p = 1246,3 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$$

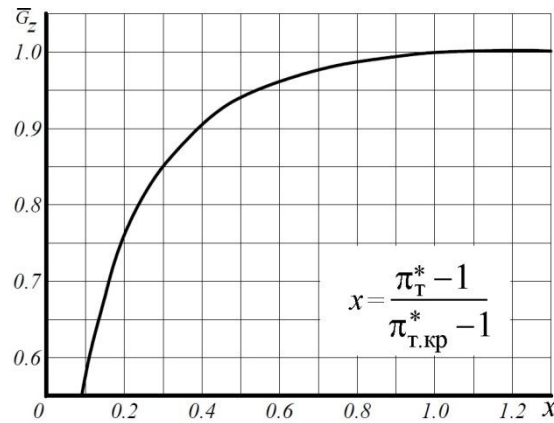


Рис. 5.10. Экспериментальная зависимость относительного параметра расхода для различных турбин от π_T^* при $\pi_T^* < \pi_{T.kp}^*$

г) Определение параметра работы на заданном (нерасчетном) режиме (т.е. при $\lambda_u \neq \lambda_{up}$ и $\pi_T^* \neq \pi_{T.p}^*$)

По заданным значениям π_T^* и уже определенному значению η_T^* можно определить значение параметра работы

$$\frac{L_T}{T_T^*} = c_p \left(1 - \frac{1}{e_T^*}\right) \eta_T^*, \quad \text{где } c_p = 1246,3 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}.$$

д) Определение направления потока за турбиной на заданном (нерасчетном) режиме (т.е. при $\lambda_u \neq \lambda_{up}$ и $\pi_T^* \neq \pi_{T.p}^*$)

В этом пункте коэффициенты в формулах – это результат обработки опытных данных.

Для определения значения угла выхода потока газа из турбины α_T (на среднем радиусе) при данных $\lambda_u \neq \lambda_{up}$ и $\pi_T^* \neq \pi_{T.p}^*$ необходимо:

- определить значение параметра y^* , при котором (при $\lambda_u = \lambda_{up}$) значение угла α_T было бы равно 90° , $y_{90p}^* = 70 \cdot y_p^* / (\alpha_{T.p} - 20^\circ)$;
- при данном $\bar{\lambda} = \lambda_u / \lambda_{up}$ определить значение $\bar{y}_{90}^* = y_{90}^* / y_{90p}^*$, равное:
 - $\bar{y}_{90}^* = 0,95 + 0,2(\bar{\lambda}_u - 0,5)^2$, если $\bar{\lambda}_u > 0,5$;
 - $\bar{y}_{90}^* = 0,95$, если $\bar{\lambda}_u \leq 0,5$;
- определить при данном $\bar{\lambda}_u$ значение $y_{90}^* = \bar{y}_{90}^* \cdot y_{90p}^*$;
- при данных $\lambda_u \neq \lambda_{up}$ и $\pi_T^* \neq \pi_{T.p}^*$ найти текущее значение параметра

$$y^* = \lambda_u \sqrt{z} \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \frac{e_T^*}{e_T^* - 1}}, \quad \text{где} \quad e_T^* = \left(\pi_T^*\right)^{\frac{k-1}{k}};$$

– вычислить значение $\frac{y^*}{y_{90}^*}$ и соответственно значение α_T :

- если $\frac{y^*}{y_{90}^*} \leq 1,6$, то $\alpha_T = 90^\circ + 70^\circ \left(\frac{y^*}{y_{90}^*} - 1 \right)$;
- если $\frac{y^*}{y_{90}^*} > 1,6$, то $\alpha_T = 138^\circ + 76,8^\circ \left(0,625 - \frac{y_{90}^*}{y^*} \right)$.

Глава 6. Математические модели входных и выходных устройств и камер сгорания авиационных ГТД

6.1. Типы применяемых входных устройств, их классификация, основные параметры и математические модели

Входные устройства ГТД предназначены для забора воздуха из окружающей атмосферы, сжатия его от скоростного напора с малыми потерями полного давления и подвода к двигателю.

Самолетные входные устройства (ВУ) подразделяют на **дозвуковые** и **сверхзвуковые** в соответствии со значениями максимальных скоростей полета самолетов, на которых они устанавливаются.

Особенности дозвуковых входных устройств

Дозвуковые входные устройства применяются на пассажирских и транспортных самолетах гражданской авиации, которые имеют числа М крейсерского полета, не превышающие 0,8...0,9, а также на вертолетах. В силовых установках этих ЛА сжатие воздуха осуществляется, в основном, компрессором, а повышение давления от скоростного напора невелико. Этим обусловлена относительная простота конструкции таких ВУ. Их выполняют нерегулируемыми (рис. 6.1).

В дозвуковых ВУ, если скорость полета самолета ненамного превышает скорость воздуха на входе в компрессор, сжатие воздуха от скоростного напора мало. Поэтому основное назначение таких ВУ – обеспечение равномерного поля скоростей на входе в двигатель, высоких значений коэффициента сохранения полного давления $\sigma_{вх} = \rho_{в}^* / \rho_{н}^*$ и малого внешнего сопротивления.

Для снижения потерь на трение скорости воздуха в соединительном канале должны быть невысокими, как правило, меньшими, чем скорость на входе в компрессор. **Входные кромки** воздухозаборника выполняется относительно толстыми и плавно обтекаемыми (наподобие профиля крыла). Канал ВУ на всем своем протяжении должен обеспечивать плавное изменение скорости и не иметь резких по-

воротов потока в целях обеспечения безотрывного течения воздуха и выравнивания поля скоростей на входе в компрессор.

Площадь на входе в обечайку $F_{вх}$ выбирается большей площади струи втекающего воздуха F_H , а скорость $c_{вх}$ — меньшей скорости полета V . Обычно принимают $c_{вх} \approx 0,5 V$. При этом практически все сжатие воздуха от скоростного напора осуществляется перед плоскостью входа, т.е. вне ВУ. Такое **внешнее сжатие**, вследствие отсутствия ограничивающих поток стенок, осуществляется без потерь на трение о стенки.

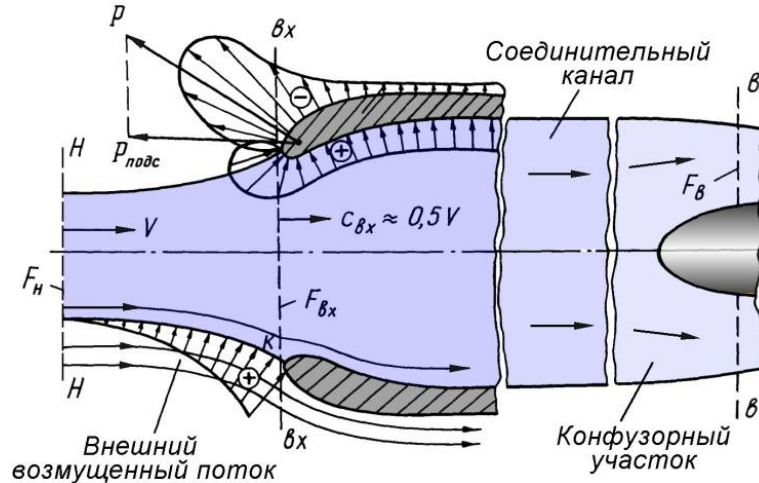


Рис. 6.1. Схема дозвукового входного устройства

Непосредственно перед входом в двигатель канал выполняется **конфузорным**. Ускорение потока на этом участке способствует дополнительному выравниванию поля скоростей перед компрессором.

Сопротивление обечайки складывается из сопротивлений давления и трения, возникающих на ее внешней поверхности. Сопротивление давления зависит от формы ее профиля и характера обтекания внешним потоком. Если обечайка имеет плавное очертание передних кромок и форму меридиального сечения, аналогичную профилю крыла, и при этом обтекается внешним потоком безотрывно, то на ее внешней поверхности за счет ускорения потока появляется зона разрежения и возникает аэродинамическая сила \vec{P} , имеющая осевую составляющую $P_{подс}$, называемую **подсасывающей силой**. Эта сила направлена в сторону полета, и она способствует снижению внешнего сопротивления.

На взлете и при малых скоростях полета воздух втекает в ВУ под действием разрежения, возникающего перед компрессором. При этом скорость воздуха во входном сечении превосходит по величине скорость полета и происходит не сжатие, а расширение воздуха перед ВУ. При некотором значении скорости полета, когда $V=c_{вх}$, струя на входе в обечайку принимает цилиндрическую форму, и давление во входном сечении становится равным атмосферному. При дальнейшем увеличении скорости полета поверхность тока приобретает расширяющуюся форму. Возникает внешнее сжатие потока. При $M_H < 0,5$ прак-

тически $c_{x_{вх}} = 0$. В диапазоне от $M_H = 0,5$ до $M_H = 0,8$ коэффициент $c_{x_{вх}}$ увеличивается незначительно и его максимальное значение не превышает обычно $0,05 \dots 0,1$.

Коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{вх}$ у дозвуковых ВУ при $M_H \leq 0,8$, как показывают эксперименты, лежит в пределах $0,96 \dots 0,99$.

Сверхзвуковые входные устройства (СВУ)

Такие входные устройства устанавливаются на самолетах, имеющих высокие значения максимальных чисел M полета (обычно при $M_{H_{max}} > 2,0$). Они отличаются большим разнообразием типов и схем.

Классифицируются СВУ по: 1) количеству скачков уплотнения; 2) расположению скачков уплотнения относительно плоскости входа; 3) форме входного сечения; 4) компоновке на ЛА. Их, как правило, выполняют регулируемые.

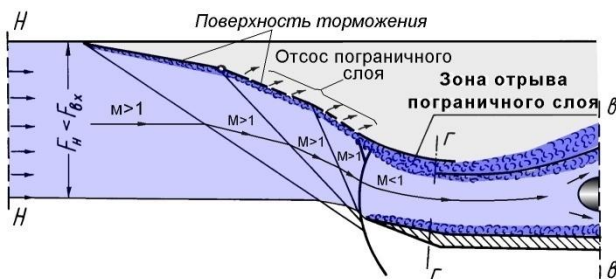


Рис. 6.2. Реальная схема течения воздуха в СВУ внешнего сжатия

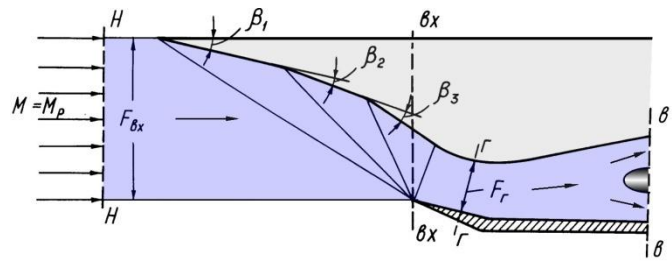


Рис. 6.3. Расчетная схема течения воздуха в СВУ внешнего сжатия

В настоящее время применяются в основном **СВУ внешнего сжатия**, у которых все скачки уплотнения, образующиеся при обтекании поверхности торможения, располагаются перед плоскостью входа ВУ (рис. 6.2), причем площадь наименьшего сечения внутреннего канала («горло») находится в непосредственной близости от плоскости входа.

Эти входные устройства выполняются многоскачковыми, так как нельзя обеспечить эффективное сжатие воздуха в одном прямом скачке уплотнения вследствие роста его интенсивности и потерь полного давления при больших скоростях полета. Для снижения интенсивности прямого скачка воздушный поток перед ним предварительно подтормаживают в нескольких косых скачках уплотнения малой интенсивности. Для создания системы скачков уплотнения используется специальная профилированная поверхность, называемая **поверхностью торможения**. Ее образующая представляет собой ломаную линию с тем или иным числом изломов. При обтекании этой поверхности сверхзвуковым потоком у ее изломов образуются косые скачки уплотнения, в которых и осуществляется предварительное постепенное сжатие сверхзвукового потока перед замыкающим прямым скачком, что уменьшает потери в нем.

Основные параметры входных устройств

1. **Степень повышения давления** $\pi_{\text{вх}} = p_{\text{в}}^*/p_{\text{н}}$, где $p_{\text{в}}^*$ – значение полного давления воздуха на выходе из ВУ (на входе в двигатель), а $p_{\text{н}}$ – статическое давление в набегающем потоке.

2. **Коэффициент восстановления полного давления.** Он оценивает потери полного давления при сжатии воздуха в ВУ и его подводе к двигателю

$$\sigma_{\text{вх}} = p_{\text{в}}^*/p_{\text{н}}^*, \quad (6.1)$$

где $p_{\text{в}}^*$ и $p_{\text{н}}^*$ – значения осредненного полного давления воздуха на выходе из ВУ (на входе в двигатель) и полного давления в набегающем воздушном потоке.

Чем выше значение $\sigma_{\text{вх}}$, тем больше **степень повышения давления воздуха в ВУ** при заданном значении числа M полета, поскольку

$$\pi_{\text{вх}} = p_{\text{в}}^*/p_{\text{н}} = \sigma_{\text{вх}} p_{\text{н}}^*/p_{\text{н}} = \sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{вх.ид}},$$

где $\pi_{\text{вх.ид}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{\text{н}}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$ – степень повышения давления при идеальном (изоэнтропном) сжатии воздуха в ВУ.

Величина $\pi_{\text{вх.ид}}$ с ростом $M_{\text{н}}$ интенсивно возрастает. Коэффициент $\sigma_{\text{вх}}$, определяющий реальные значения $\pi_{\text{вх}}$, зависит от числа M набегающего потока и способа организации процесса сжатия воздуха в ВУ. При дозвуковых скоростях полета сжатие воздуха от скоростного напора сопровождается лишь небольшими потерями на трение и вихреобразование, и величина $\pi_{\text{вх}}$ мало отличается от $\pi_{\text{вх.ид}}$. При сверхзвуковых скоростях полета, помимо указанных потерь, возникают потери в скачках уплотнения. Они и оказывают основное влияние на реальные значения величин $\pi_{\text{вх}}$ при $M_{\text{н}} > 1,0$. На рис. 6.4 представлены зависимости величин $\pi_{\text{вх}}$ и $\sigma_{\text{вх}}$ от числа M полета для трех способов сжатия набегающего потока воздуха: 1 – изоэнтропного, т.е. при полном отсутствии потерь; 2 – в специально организованной системе скачков уплотнения; 3 – в прямом скачке уплотнения. Как видно из рис. 6.4, наименьшие величины $\pi_{\text{вх}}$ получаются при сжатии воздуха в прямом скачке уплотнения. Организация сжатия сверхзвукового потока в системе скачков уплотнения позволяет при $M_{\text{н}} > 1,5$ существенно повысить величину $\pi_{\text{вх}}$.

На стадии проектирования при подборе силовой установки к летательному аппарату, пока еще конкретного ВУ не имеется, величину $\sigma_{\text{вх}}$ определяют по так называемой **стандартной зависимости** $\sigma_{\text{вх}} = \sigma_{\text{вх}}(M_H)$, которая отражает достигнутую степень совершенства ВУ данного типа. На рис. 6.4 сплошными линиями как раз и показана стандартная зависимость $\sigma_{\text{вх.ст}}$ от M_H для СВУ внешнего сжатия и значения $\pi_{\text{вх.ст}}$, соответствующие этой зависимости.

Увеличение $\pi_{\text{вх}}$ за счет повышения $\sigma_{\text{вх}}$ сопровождается возрастанием давления воздуха во всех сечениях двигателя, в том числе, на входе в компрессор и перед реактивным соплом. Рост давления p_v^* перед компрессором вызывает увеличение расхода воздуха через двигатель G_v (пропорциональное увеличению $\sigma_{\text{вх}}$), а

повышение давления перед соплом – увеличение скорости истечения из сопла и, следовательно, удельной тяги $P_{\text{уд}}$. В итоге возрастает тяга двигателя $P = G_v P_{\text{уд}}$. Одновременно с этим снижается удельный расход топлива (обратно пропорционально повышению $P_{\text{уд}}$). В среднем увеличение $\sigma_{\text{вх}}$ на 1% вызывает у ГТД прямой реакции повышение тяги на 1,3...1,5% и снижение $C_{\text{уд}}$ на 0,3...0,5%.

Отсюда вытекает основное требование к входным устройствам – **получение максимально возможных значений коэффициента восстановления полного давления $\sigma_{\text{вх}}$** в целях повышения $\pi_{\text{вх}}$. Это достигается снижением уровня внутренних потерь при сжатии воздуха во входном устройстве.

3. **Коэффициент внешнего сопротивления $c_{\text{хвх}}$** служит для определения внешнего сопротивления ВУ. Он находится по формуле

$$c_{\text{хвх}} = X_{\text{вх}} / (q F_{\text{вх}}), \quad (6.2)$$

где $X_{\text{вх}}$ – сила суммарного внешнего сопротивления ВУ; $F_{\text{вх}}$ – площадь входа ВУ (или его миделя); $q = 0,5 \rho_H V^2$ – скоростной напор набегающего воздушного потока.

Внешнее сопротивление $X_{\text{вх}}$ вызывается силами трения и возмущениями, которые вносит ВУ в поток воздуха, обтекающий СУ и ЛА.

4. **Коэффициент расхода ϕ** применяется для определения расхода воздуха, пропускаемого системой скачков уплотнения СВУ при сверхзвуковой скорости полета. Он определяется как отношение действительного расхода воздуха G_v к максималь-

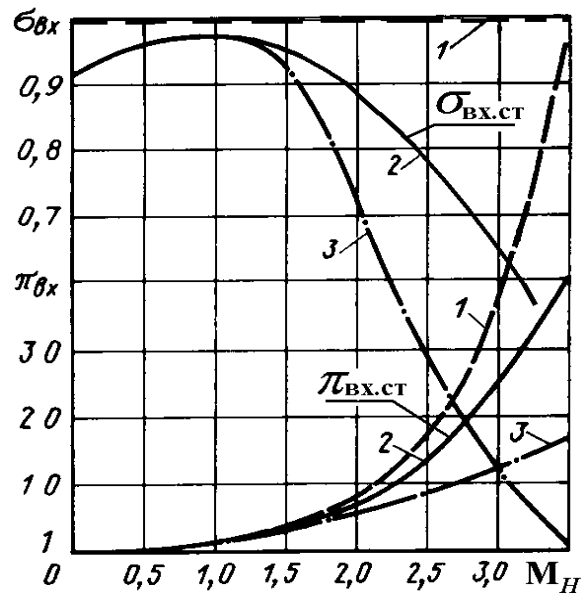


Рис.6.4. Зависимости $\sigma_{\text{вх}}$ и $\pi_{\text{вх}}$ от числа M полета: 1 – изоэнтропное сжатие; 2 – система скачков; 3 – прямой скачок

но возможному $G_{\text{вmax}}$. Расход $G_{\text{вmax}}$ через ВУ с площадью входа $F_{\text{вх}}$ при заданных значениях скорости полета V и плотности ρ_H равен $G_{\text{вmax}} = \rho_H V F_{\text{вх}}$. В тех же условиях $G_{\text{в}} = \rho_H V F_H$, где F_H – фактическая площадь поперечного сечения захватываемой входным устройством струи воздуха. Поэтому

$$\varphi = G_{\text{в}} / G_{\text{вmax}} = F_H / F_{\text{вх}}. \quad (6.3)$$

5. *Запас устойчивости СВУ $\Delta K_{\text{у.вх}}$* является мерой оценки его газодинамической устойчивости в различных условиях полета. Он характеризует удаление рассматриваемого режима работы СВУ от недопустимого в условиях эксплуатации неустойчивого режима его работы (помпажа). За параметр устойчивости обычно принимают коэффициент устойчивости $K_{\text{у.вх}}$, определяемый как отношение приведенного расхода воздуха на режиме совместной работы с двигателем (в рабочей точке) к приведенному расходу воздуха на границе устойчивости, т.е. $K_{\text{у.вх}} = G_{\text{в.пр}} / G_{\text{в.пр.гр}}$. В таком случае $\Delta K_{\text{у.вх}}$ при каждом заданном числе M полета находится по формуле

$$\Delta K_{\text{у.вх}} = (K_{\text{у.вх}} - 1) \cdot 100\% = (G_{\text{в.пр}} / G_{\text{в.пр.гр}} - 1) \cdot 100\%. \quad (6.4)$$

Математические модели входных устройств

Течение воздуха внутри и около сверхзвуковых входных устройств на сверхзвуковых скоростях полета имеет сложный характер. И поэтому математические модели этих течений, позволяющие получить их характеристики (зависимости $\sigma_{\text{вх}} = p_{\text{в}}^* / p_H^*$ и $c_{\text{хвх}}$ от режима работы) создавались как полуэмпирические, т.е. основанные на общих представлениях о течении воздуха в воздухозаборнике (и его обтекании) и на обобщении экспериментальных данных.

Но с развитием вычислительной техники оказалось также возможным создание математических моделей течения вязкого сжимаемого газа (с использованием уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу), в которых учитываются сложная структура скачков уплотнения и головных волн на входе в воздухозаборник, структура течения внутри его канала, взаимодействие скачков уплотнения с пограничным слоем и др.

На сверхзвуковых самолетах нашли применение многоскачковые СВУ внешнего сжатия. Они рассчитываются на число M полета, близкое к M_{max} полета самолета, обозначаемое $M_{\text{р.вх}}$. Схемы такого плоского СВУ с указанием основных геометрических параметров представлены на рис. 6.2 и рис. 6.3, на которых обозначены:

$F_{\text{вх}}$ – площадь входа;

$F_{\text{в}}$ – площадь выходного сечения, равная площади входа в компрессор двигателя;

$F_{\text{м}}$ – площадь миделевого (т.е. наибольшего) сечения;

$F_{\text{г}}$ – площадь минимального сечения внутреннего канала, именуемая «горлом»;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots$ – углы установки отдельных панелей поверхности торможения;

$\beta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \beta_i$ – суммарный угол наклона поверхности торможения.

При обтекании сверхзвуковым потоком поверхности торможения, выполненной в виде ступенчатого клина (конуса), образуется система косых скачков уплотнения, которая замыкается прямым скачком (головной волной). При этом обеспечивается дозвуковое втекание воздуха во внутренний канал. Обычно на расчетном режиме осуществляют некоторую расфокусировку косых скачков уплотнения (рис. 6.2), чтобы головная волна не разрушала их в непосредственной близости перед обечайкой. Это приводит к небольшому снижению коэффициента расхода φ по сравнению $\varphi=1$ и незначительному увеличению $c_{x\text{вх}}$, но способствует повышению устойчивости СВУ.

В расчетах реальную схему течения заменяют упрощенной, в которой косые скачки уплотнения фокусируются у передней кромки обечайки, а замыкающий прямой скачок располагается непосредственно на входе во внутренний канал (рис. 6.3). В этой схеме на расчетном режиме $\varphi = 1$.

Коэффициент восстановления полного давления σ_m в системе, состоящей из m косых и замыкающего прямого скачка, определяется как произведение

$$\sigma_m = \sigma_{\Pi} \prod_{i=1}^m \sigma_i, \quad (6.5)$$

где σ_{Π} – коэффициент σ в прямом, а σ_i – в i -ом косом скачке. Величина коэффициента σ_m зависит от выбора углов β_i и, следовательно, β_{Σ} . Для заданных значений M_H и m можно так подобрать углы установки панелей поверхности торможения и соответствующие им интенсивности скачков уплотнения, чтобы получить $\sigma_m = \sigma_{m\text{max}}$. Такая система скачков теоретически (с точки зрения минимума потерь в скачках) является **оптимальной**. Установлено, что максимум σ_m достигается при равной интенсивности всех скачков уплотнения. На рис. 6.5а приведены зависимости величин $\sigma_{m\text{max}}$ от M_H для прямого скачка ($m=0$) и систем с различным числом m косых скачков. Видно, что чем выше M_H , тем выгоднее иметь большее число скачков для получения $\sigma_{m\text{max}}$. Но увеличение числа косых скачков усложняет конструкцию ВУ и увеличивает его длину и массу. Поэтому практически при $M_{p,\text{вх}}=2,0 \dots 3,0$ используют поверхности торможения с двумя-тремя косыми скачками.

Углы $\beta_{\Sigma\text{опт}}$, обеспечивающие получение $\sigma_{m\text{max}}$, как показывают расчеты, весьма велики и, как видно из рис. 6.5б, возрастают при увеличении M_H и m . В указанном выше диапазоне чисел M_H и m они составляют $25 \dots 35^\circ$ для плоских и $30 \dots 45^\circ$ для осесимметричных СВУ. Поэтому на практике выбирают углы β_{Σ} меньшими $\beta_{\Sigma\text{опт}}$, что приводит к снижению интенсивности косых и повышению интенсивности замыкающего прямого скачка. Это снижает градиент давления вдоль поверхности торможения, чем достигается уменьшение нарастания пограничного слоя и предотвращение его отрыва. Но повышение интенсивности прямого скачка приводит к снижению σ_m по сравнению с $\sigma_{m\text{max}}$.

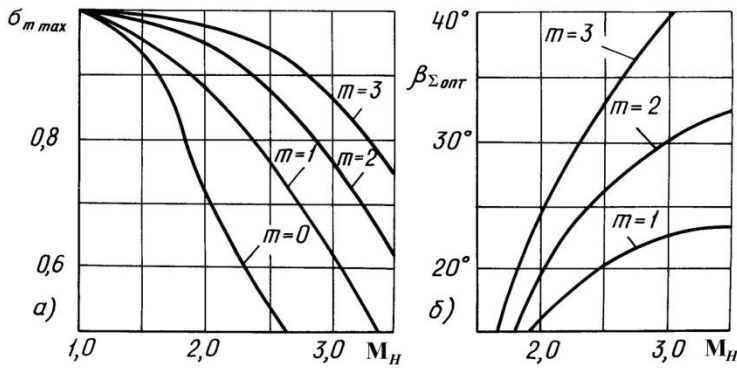


Рис. 6.5. Зависимости $\sigma_{m,\max}$ и $\beta_{\Sigma,\text{опт}}$ от M_H при различных m для плоского течения

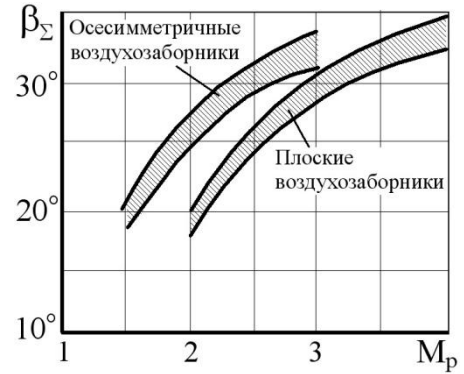


Рис.6.6. Рекомендуемые величины углов β_{Σ} для СВУ

Рекомендуемые значения углов β_{Σ} для осесимметричных и плоских СВУ внешнего сжатия, полученные в ЦАГИ путем статистического обобщения опытных данных, приведены на рис. 6.6. Как видно, плоские ВЗ требуют меньших величин углов β_{Σ} , чем осесимметричные, а повышение $M_{p,\text{вх}}$ связано с необходимостью увеличения β_{Σ} и m .

Коэффициент $\sigma_{\text{вх}}$ на расчетном режиме работы СВУ помимо потерь полного давления в системе скачков, характеризуемых коэффициентом σ_m , должен учитывать также потери, обусловленные *влиянием трения и наличием зон отрыва*. Для этой цели вводится эмпирический коэффициент $\sigma_{\text{тр}}$. Тогда

$$\sigma_{\text{вх}} = \sigma_{\text{тр}} \sigma_m. \quad (6.6)$$

Обычно в расчетах принимают $\sigma_{\text{вх}} = (0,9 \dots 0,95) \sigma_m$.

Площадь входа $F_{\text{вх}}$ (при условии, что перепуск воздуха через створки и слив пограничного слоя с поверхности торможения отсутствуют) определяется из уравнения неразрывности для сечений $H-H$ и $в-в$ (рис. 6.3), согласно которому

$$m \frac{p_H^*}{\sqrt{T_H^*}} q(\lambda_H) F_H = m \frac{p_B^*}{\sqrt{T_B^*}} q(\lambda_B) F_B.$$

Принимая во внимание, что на расчетном режиме (когда $\varphi=1$) $F_H = F_{\text{вх}}$, а также, учитывая, что $T_B^* = T_H^*$, а $p_B^* / p_H^* = \sigma_{\text{вх}}$, получим

$$F_{\text{вх}} = \sigma_{\text{вх}} q(\lambda_B) F_B / q(\lambda_H). \quad (6.7)$$

Расчеты показывают, что необходимая площадь входа воздухозаборника при $F_B = \text{const}$ с увеличением $M_{p,\text{вх}}$ возрастает, поскольку $q(\lambda_H)$ снижается с ростом M_H интенсивнее, чем уменьшается относительная плотность тока $q(\lambda_B)$ на входе в двигатель, определяемая по характеристике компрессора.

Площадь горла $F_{\text{г}}$ выбирается таким образом, чтобы скорость потока в нем была равна скорости звука. Такую площадь горла называют *оптимальной* и обозначают $F_{\text{г,опт}}$.

Если площадь горла выполнить меньшей оптимальной, то СВУ не сможет

пропустить весь расход воздуха, проходящий через систему скачков. В этом случае головная волна отойдет от плоскости входа. За счет более сильного искривления струек тока за головной волной коэффициент расхода φ уменьшится и несколько повысится дополнительное сопротивление. Уменьшится также коэффициент σ_m вследствие частичного разрушения головной волной косых скачков уплотнения.

Если площадь горла превышает $F_{г.опт}$, картина течения перед плоскостью входа не изменяется, но во внутреннем канале повышается неравномерность потока из-за увеличения размеров зоны отрыва. Объясняется это тем, что при излишне большой площади горла поток воздуха при повороте прижимается к вогнутой поверхности обечайки и заполняет лишь часть проходного сечения в области горла. Остальную его часть занимает зона отрыва, что приводит к снижению коэффициента $\sigma_{вх}$ и резкому возрастанию неоднородности потока на выходе. Этим объясняется необходимость выбора $F_{г} \approx F_{г.опт}$.

Площадь горла $F_{г}$ может быть определена из уравнения неразрывности для сечений «Н-Н» и «Г-Г» (рис.6.2), из которого аналогично (6.7) получаем

$$F_{г} = \frac{\varphi q(\lambda_H)}{\sigma_m q(\lambda_{г})} F_{вх}. \quad (6.8)$$

Так как оптимальная площадь горла соответствует условию $\lambda_{г} = 1$ и, следовательно, равна

$$F_{г.опт} = \frac{\varphi q(\lambda_H)}{\sigma_m} F_{вх}, \quad (6.9)$$

а на расчетном режиме работы СВУ $\varphi = 1$, то

$$F_{г.опт.р} = \frac{q(\lambda_H)}{\sigma_m} F_{вх}. \quad (6.10)$$

Расчеты показывают, что увеличение $M_{р.вх}$ СВУ приводит к уменьшению $\bar{F}_{г.опт}$. Физически это объясняется интенсивным увеличением с ростом M_H плотности воздуха в горле за счет сжатия его от скоростного напора.

Расчетная величина $\bar{F}_{г.р}$ должна быть несколько большей $\bar{F}_{г.опт}$ вследствие наличия пограничного слоя и «неустраняемой» зоны отрыва потока. Поэтому принимают $\bar{F}_{г.р} = k_{г} \bar{F}_{г.опт}$, где $k_{г} = 1,05 \dots 1,15$ – коэффициент перерасширения горла, $\bar{F}_{г.р} = F_{г.р}/F_{вх}$, а $\bar{F}_{г.опт} = F_{г.опт}/F_{вх}$.

6.2. Типы применяемых выходных устройств, их классификация, основные параметры и математические модели

Основным назначением выходных устройств ГТД прямой реакции, а также ТВД и ТВВД, является преобразование части тепловой энергии (энтальпии) нагретого газа в кинетическую энергию его направленной струи с целью создания тяги двигателя.

Назначением выходных устройств ТВаД является только отвод горячих га-

зов, выходящих из турбины, в атмосферу.

Схемы и основные параметры выходных устройств

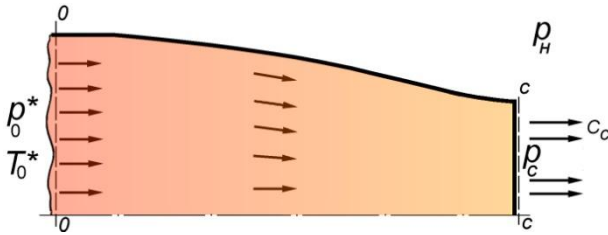


Рис. 6.7. Схема дозвукового выходного устройства

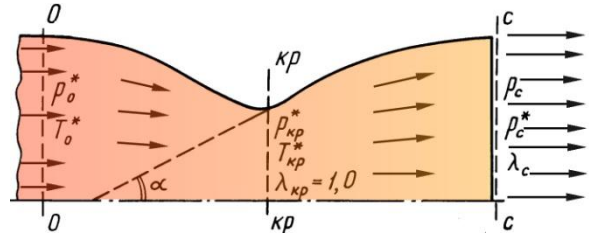


Рис. 6.8. Схема сверхзвукового выходного устройства

Наиболее важным параметром, характеризующим режим работы выходного устройства, является **располагаемая степень понижения давления газа в реактивном сопле** $\pi_{с.расп}$. Обозначим полное давление перед соплом p_0^* . Тогда

$$\pi_{с.расп} = \frac{p_0^*}{p_H} \quad (6.11)$$

Значения $\pi_{с.расп}$ и диапазон их изменения зависят от типа двигателя, режима его работы, а также от скорости и высоты полета самолета (рис. 6.9).

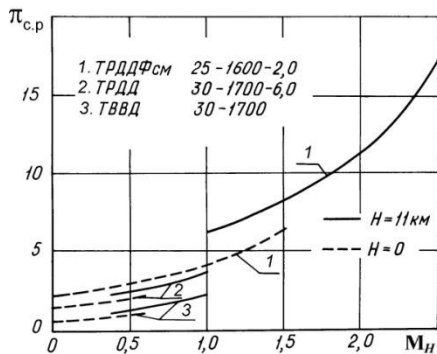


Рис. 6.9. Зависимости $\pi_{с.расп}$ от M_H и H для ГТД различных типов

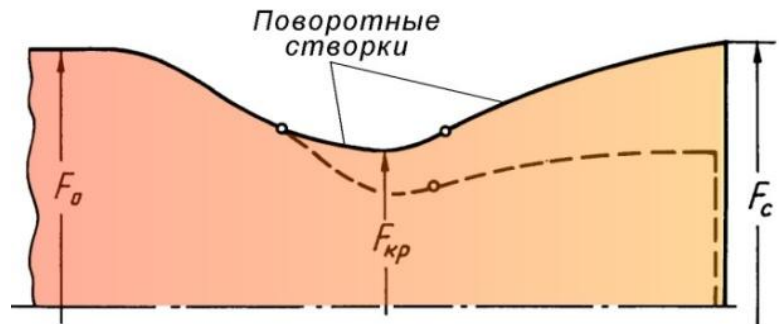


Рис. 6.10. Схема сверхзвукового регулируемого сопла Лавая

Наиболее низкие значения $\pi_{с.расп}$ имеют двигатели непрямой реакции: турбовальные, турбовинтовые и турбовинтовентиляторные. У них значения $\pi_{с.расп}$ являются докритическими. Поэтому в качестве выходных устройств этих двигателей применяются сужающиеся сопла, либо газоотводящие каналы диффузорного типа. Двухконтурные двигатели для дозвуковых самолетов имеют несколько более высокие значения $\pi_{с.расп}$. Для сопел наружного контура они на взлете составляют 1,4...1,8, а в полете на $H = 11$ км – не превышают 2,2...2,8. Для внутреннего контура этих ТРДД $\pi_{с.расп}$ являются еще более низкими. У них также применяются не-

регулируемые сужающиеся сопла, отличающиеся простотой конструкции и малой массой.

Для самолетов, имеющих максимальные скорости полета, соответствующие $M_H = 1,7 \dots 3,0$, на которых устанавливаются ТРДФ или ТРДДФсм, значения $\pi_{c,расп}$ в стартовых условиях достигают $2,5 \dots 3,0$, т.е. они превышают критические значения. Их величины существенно увеличиваются с ростом числа M и высоты полета H до 11 км и могут достигать значений порядка $15 \dots 20$ и более. При таких $\pi_{c,расп}$ сужающиеся сопла имеют большие потери из-за недорасширения газа. Возникает необходимость применения **сверхзвуковых реактивных сопел**.

В зависимости от располагаемого перепада давлений различают **дозвуковые** (сужающиеся, рис. 6.7) и **сверхзвуковые** (сужающе-расширяющиеся, рис. 6.8) сопла. По форме поперечного сечения они могут быть **осесимметричными** или **плоскими**.

На рис. 6.10 представлена схема **сверхзвукового регулируемого реактивного сопла** (сопла Лавалья). Такие сопла, применяются на сверхзвуковых самолетах.

Площадями характерных сечений являются: F_0 – площадь входного сечения; $F_{кр}$ – площадь критического сечения; F_c – площадь выходного сечения; F_M – площадь максимального поперечного сечения (миделя).

Расширительная способность сопла Лавалья характеризуется относительной площадью выходного сечения $\bar{F}_c = F_c / F_{кр}$.

Как известно из термодинамики, каждому значению параметра \bar{F}_c однозначно (при данном значении показателя адиабаты) соответствует некоторая величина **действительной степени понижения давления в сопле Лавалья**

$$\pi_c = \frac{p_0^*}{p_c}, \quad (6.12)$$

где p_c – давление в выходном сечении сопла.

Если отношение площадей \bar{F}_c постоянно, то величина π_c остается неизменной в широком диапазоне изменения $\pi_{c,расп}$ (как принято говорить, режим течения сохраняется **автомодельным**). Для изменения π_c необходимо изменять \bar{F}_c с помощью регулируемых створок (рис. 6.10).

В зависимости от соотношения величин π_c и $\pi_{c,расп}$ статическое давление p_c в выходном сечении нерегулируемого сопла Лавалья может быть большим, равным или меньшим атмосферного давления p_H :

- если $\pi_c < \pi_{c,расп}$, то $p_c > p_H$ – сопло работает с **недорасширением газа**;
- если $\pi_c > \pi_{c,расп}$, то $p_c < p_H$ – сопло работает с **перерасширением**;
- если $\pi_c = \pi_{c,расп}$, то $p_c = p_H$ – **происходит полное расширение газа в сопле** (расчетный режим работы сопла).

Поскольку $\pi_{с.расп}$ с ростом M_H увеличивается (рис. 6.9), то для обеспечения $\pi_c \approx \pi_{с.расп}$ при каждом числе M полета необходимо увеличивать параметр \bar{F}_c , т.е. раскрывать створки сопла с увеличением скорости полета.

Важным параметром выходного устройства является **тяга реактивного сопла** P_c , в качестве которой принято рассматривать тягу двигателя без снижения ее за счет входного импульса $G_b V$, т.е.

$$P_c = G_r c_c + F_c(p_c - p_H). \quad (6.13)$$

Реальный процесс истечения газа из реактивных сопел сопровождается потерями, которые, в конечном счете, снижают тягу силовой установки. Их можно разделить на три вида: **внутренние потери; потери, связанные с нерасчетностью режима расширения газа в сопле, и внешнее сопротивление.**

Внутренние потери вызваны вязкостью газа, наличием скачков уплотнения в сверхзвуковой части сопла, а также неравномерностью и непараллельностью потока на выходе.

Внутренние потери приводят к уменьшению осевой составляющей скорости в выходном сечении сопла, определяющей величину удельной тяги двигателя. Они **оцениваются коэффициентом скорости сопла**

$$\varphi_c = \frac{c_c}{c_{с.ад}}, \quad (6.14)$$

где c_c – осредненная величина осевой составляющей действительной скорости на выходе из сопла; $c_{с.ад}$ – скорость на выходе из сопла при отсутствии потерь, равная

$$c_{с.ад} = \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \left(p_c / p_0^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Тогда действительная скорость на выходе из сопла

$$c_c = \varphi_c \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \left(p_c / p_0^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (6.15)$$

У регулируемых сверхзвуковых сопел в среднем $\varphi_c = 0,975 \dots 0,985$. Нерегулируемые сужающиеся сопла с профилированными стенками внутреннего канала имеют $\varphi_c = 0,99 \dots 0,995$.

Площадь критического сечения сопла $F_{кр}$ при известном расходе газа G_r определяется из уравнения расхода для этого сечения (рис. 6.10)

$$G_r = m_r \frac{p_0^* \sigma_{кр}}{\sqrt{T_0^*}} \mu F_{кр} q(\lambda_{кр}), \quad (6.16)$$

где $\sigma_{кр} = p_{кр}^* / p_0^*$ – коэффициент восстановления полного давления на докритическом участке сопла, μ – коэффициент расхода, учитывающий неравномерность параметров газового потока в критическом сечении. У профилированных сопел Лавала коэффициенты $\sigma_{кр}$ и μ близки к единице.

Потери, связанные с нерасчетностью режима работы сопла (когда $p_c \neq p_H$), непосредственно влияют на тягу двигателя.

Для суммарной оценки внутренних потерь и потерь от нерасчетности расширения газа в сопле используют коэффициент тяги сопла, равный отношению действительной тяги сопла к идеальной:

$$\bar{P}_c = \frac{P_c}{P_{c.ид}}, \quad (6.17)$$

где $P_{c.ид}$ – идеальная тяга сопла, соответствующая полному расширению газа ($p_c = p_H$, т. е. $\pi_c = \pi_{c,расп}$) и отсутствию внутренних потерь ($\varphi_c = 1$, т.е. $c_c = c_{c.ид}$). Очевидно, что

$$P_{c.ид} = G_T c_{c.ид}, \quad (6.18)$$

где

$$c_{c.ид} = \sqrt{2c_p T_0^* \left[1 - \left(p_H / p_0^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Если известно значение коэффициента тяги сопла \bar{P}_c , то тяга двигателя находится по формуле

$$P = \bar{P}_c P_{c.ид} - G_B V. \quad (6.19)$$

Наряду с коэффициентом тяги \bar{P}_c используется **коэффициент потери тяги сопла** $\Delta\bar{P}_c$, равный

$$\Delta\bar{P}_c = 1 - \bar{P}_c. \quad (6.20)$$

При $V=0$, как видно из (6.19), потеря тяги сопла на 1% соответствует потере тяги двигателя также на 1%. Но при $V > 0$ влияние потери тяги сопла на потерю тяги двигателя усиливается и тем значительнее, чем больше скорость полета. Расчеты показывают, что при $M_H = 2,5$ снижение \bar{P}_c на 1% вызывает уменьшение P более чем на 2...2,5%.

Внешнее сопротивление выходного устройства определяется как равнодействующая сил давления и трения, действующих на его наружную поверхность со стороны внешнего потока. Для оценки внешнего сопротивления выходных устройств пользуются понятием «**кормовое сопротивление**» $X_{кор}$. Оно включает в себя сопротивление давления $X_{p,кор}$ и сопротивление трения $X_{тр,кор}$ кормовой части фюзеляжа или мотогондолы, сопряженных с обечайкой и створками сопла, т.е.

$$X_{кор} = X_{p,кор} + X_{тр,кор}.$$

Основной причиной возникновения внешнего сопротивления кормы является неблагоприятное распределение статического давления на ее внешней поверхности.

Другим источником внешнего сопротивления является сопротивление трения, хотя его доля по отношению к сопротивлению давления относительно невелика.

Для оценки внешнего сопротивления выходных устройств, наряду с коэффициентом внешнего сопротивления кормовой части СУ $c_{x\text{кор}} = X_{\text{кор}} / qF_M$, используется также **коэффициент кормового сопротивления** в виде

$$\bar{X}_{\text{кор}} = X_{\text{кор}} / P_{\text{с.ид}}, \quad (6.21)$$

т.е. определяют долю внешнего сопротивления кормы по отношению к идеальной тяге сопла.

Суммарная тяговая эффективность выходного устройства в условиях внешнего обтекания оценивается **коэффициентом эффективной тяги сопла**, равным отношению эффективной тяги сопла $P_{\text{с.эф}} = P_{\text{с}} - X_{\text{кор}}$ к идеальной:

$$\bar{P}_{\text{с.эф}} = \frac{P_{\text{с.эф}}}{P_{\text{с.ид}}} = \bar{P}_{\text{с}} - \bar{X}_{\text{кор}} \quad (6.22).$$

Выходные устройства, поставляемые двигателестроительными заводами, включают в себя либо нерегулируемые реактивные сопла, либо выходные патрубки (на ТВаД), либо сопла с устройствами для реверса тяги.

Математические модели для первых двух случаев практически не требуются – учет потерь и определение некоторых других параметров таких устройств могут быть выполнены по результатам обобщения сравнительно небольшого количества экспериментальных данных.

Но для регулируемых сопел, поворотных сопел, сопел некруглой формы и сопел с устройствами реверса тяги разрабатываются и используются сравнительно несложные математические модели, учитывающие форму сопла, утечки газа в местах сочленения створок и т.д.

6.3. Типы применяемых камер сгорания, их основные параметры и математические модели

Камеры сгорания ГТД (рис. 6.11) предназначены для подвода теплоты к воздуху, сжатому в компрессоре двигателя, за счет преобразования химической энергии топлива в тепловую при его сгорании с участием кислорода, содержащегося в воздухе.

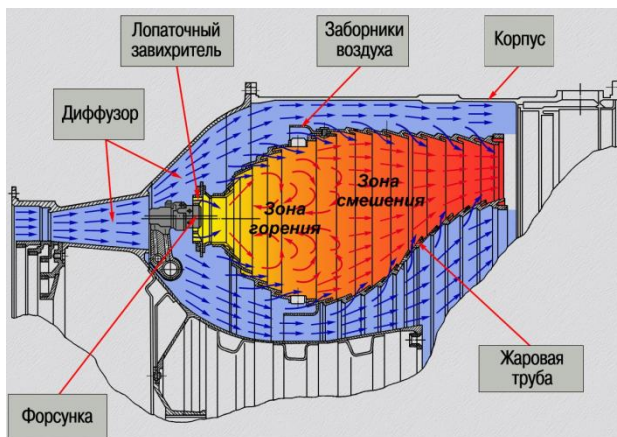


Рис. 6.11. Схема камеры сгорания

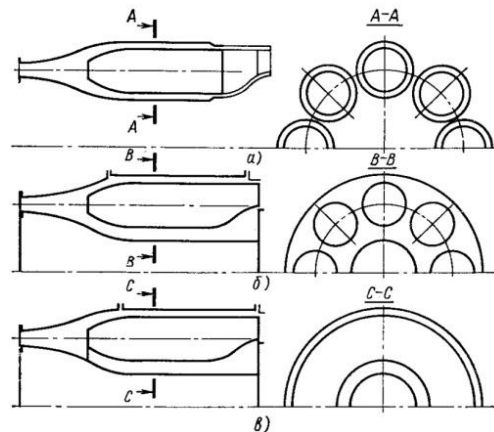


Рис. 6.12. Типы камер сгорания

Практически применяются камеры сгорания трех основных *типов* (рис. 6.12): *a* – трубчатые, *b* – трубчато-кольцевые и *в* – кольцевые.

Для оценки совершенства камер сгорания, эффективности их рабочего процесса, а также при расчетах основных данных и характеристик авиационных ГТД используются следующие *основные параметры камер сгорания*.

1. **Коэффициент полноты сгорания.** Он представляет собой отношение количества теплоты Q , реально подведенной к единице массы воздушно-газового потока в камере сгорания, к теоретически возможному его значению Q_0 , которое выделилось бы в камере при полном сгорании топлива и при отсутствии потерь теплоты через её стенки

$$\eta_{\Gamma} = \frac{Q}{Q_0}. \quad (6.23)$$

Если теплотворность топлива равна H_u (для авиационных керосинов она составляет 42900...43100 кДж/кг), то

$$Q_0 = \frac{G_{\Gamma} H_u}{G_{\text{к.с}}} = g_{\Gamma} H_u,$$

где $G_{\text{к.с}}$ – расход воздуха через основную камеру сгорания, G_{Γ} – расход топлива и $g_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{к.с}}}$ – относительный расход топлива.

2. **Коэффициент восстановления полного давления.** Так называется отношение осредненного полного давления на выходе из камеры сгорания p_{Γ}^* к полному давлению на входе в неё $p_{\text{к}}^*$

$$\sigma_{\text{к.с}} = p_{\Gamma}^* / p_{\text{к}}^*. \quad (6.24)$$

Обычно в камерах сгорания $\sigma_{\text{к.с}} = 0,92 \dots 0,96$.

3. **Коэффициент избытка воздуха α ,** равный отношению действительно поступающего в камеру сгорания в единицу времени количества воздуха (т.е. его расхода) $G_{\text{к.с}}$ к теоретически необходимому для полного сгорания топлива G_{Γ} , поступающего в камеру за то же время. Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания одного килограмма топлива, обозначается L_0 . Тогда

$$\alpha = \frac{G_{\text{к.с}}}{G_{\Gamma} L_0}. \quad (6.25)$$

Для авиационного керосина $L_0 = 14,7 \dots 14,9$ кг возд/кг топл.

При $\alpha = 1$ смесь топлива с воздухом называется *стехиометрической*. При $\alpha < 1$, т.е. когда воздуха не хватает для полного сгорания (топливо содержится в избытке), смесь называется *богатой*, а если $\alpha > 1$ – *бедной*. Смесь может быть *однородной*, если во всех микрообъемах занимаемого ею пространства значение коэффициента α одинаково, и *неоднородной* в противном случае.

Температура продуктов полного сгорания смеси керосина с воздухом

зависит от её состава (коэффициента избытка воздуха α) и начальной температуры T_K^* , как показано на рис. 6.13. Как видно, при сгорании стехиометрической смеси (т.е. при $\alpha=1$) температура продуктов сгорания может превысить 2500 К. В камерах сгорания современных авиационных ГТД температура газа перед турбиной (на выходе из камеры сгорания) составляет 1500...1800 К, что, как видно из рис. 6.13, соответствует коэффициенту избытка воздуха α (среднего для всей камеры) примерно 2...2,5.

4. **Теплонапряженность** камеры сгорания Q_V характеризует её габаритное совершенство. Она представляет собой отношение количества теплоты, выделившееся в течение часа в единице объема камеры, к давлению на входе в неё, т.е.

$$Q_V = \frac{3600 G_T H_u \eta_T}{V_{к.с} P_K^*} . \quad (6.26)$$

Теплонапряженность камер сгорания авиационных ГТД составляет $(3...6) \cdot 10^6$ Дж/(ч·м³·Па). Увеличение теплонапряженности позволяет уменьшить габариты камеры сгорания, но ограничивается возможным снижением η_T .

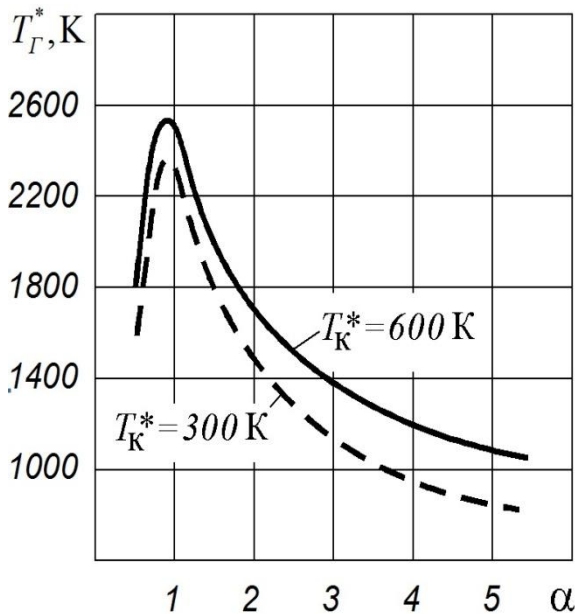


Рис. 6.13. Зависимость температуры продуктов сгорания керосино-воздушной смеси от T_K^* и α

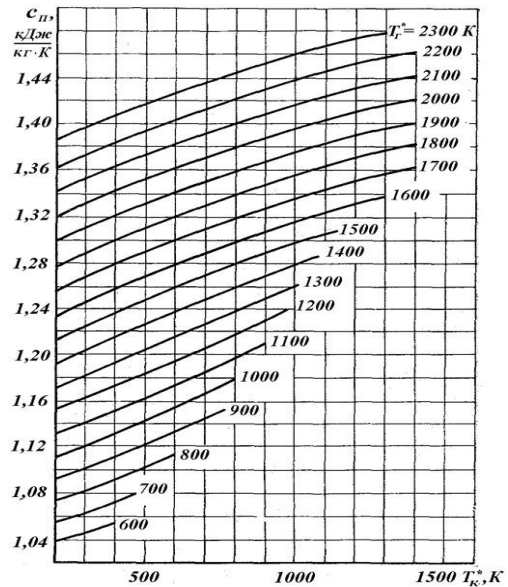


Рис. 6.14. Условная теплоемкость процесса подвода теплоты в камере сгорания ГТД. Топливо - керосин

Определение расхода топлива в камерах сгорания

Тепловой поток через стенки корпуса камеры сгорания пренебрежимо мал по сравнению с количеством теплоты, выделяемой в ней при сгорании топлива. Если бы в камере сгорания шел процесс подогрева газа неизменного состава, то потребное количество теплоты (в расчете на единицу массы газа) со-

гласно уравнению энергии определялось бы формулой

$$Q = i_{\Gamma}^* - i_{\kappa}^* = c_p (T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*),$$

где c_p – средняя теплоемкость газа в данном интервале температур.

Если при этом тепловыделение на 1 кг топлива составляет $\eta_{\Gamma} H_u$ кДж, то относительный расход топлива в основной камере сгорания определялся бы равенством

$$g_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\kappa.c}} = \frac{c_p (T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*)}{\eta_{\Gamma} H_u}, \quad (6.27)$$

где G_{Γ} – секундный расход топлива и $G_{\kappa.c}$ – расход воздуха через камеру сгорания.

В действительности процесс горения сопровождается изменением как количества, так и химического состава газа, что делает задачу определения требуемого расхода топлива более сложной. Но расход топлива и в этом случае может быть определен по формуле, аналогичной (6.27), если представить её в виде

$$g_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\kappa.c}} = \frac{c_{\Pi} (T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*)}{\eta_{\Gamma} H_u}, \quad (6.28)$$

где c_{Π} – условная теплоемкость процесса подвода теплоты в реальной камере сгорания, которая должна быть определена по точным расчетам с учетом состава продуктов сгорания, зависимости теплоемкости воздуха и продуктов сгорания от температуры и условий проведения опытов по определению теплотворности топлива. Результаты таких расчетов для случая, когда топливом является авиационный керосин и $\alpha \geq 1$, представлены на рис. 6.14. Они получены при условии, что значения c_{Π} соответствуют полному сгоранию топлива, т.е. все поправки на неполноту сгорания учитываются коэффициентом η_{Γ} . Данные

рис. 6.14 могут быть с достаточной для инженерных расчетов точностью аппроксимированы формулой

$$c_{\Pi} = 0,883 + 2,09 \cdot 10^{-4} (T_{\Gamma}^* + 0,46T_{\kappa}^*), \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}). \quad (6.29)$$

Значение этой условной теплоемкости процесса подвода теплоты в камере сгорания зависит от применяемого топлива. Так, например, при сжигании в воздухе водорода (несжиженного) $c_{\Pi} = 0,775 + 3,35 \cdot 10^{-4} (T_{\Gamma}^* + 0,25T_{\kappa}^*)$, кДж/(кг · К).

Математические модели камер сгорания

До последнего времени в расчетах параметров и характеристик камер сгорания использовались, в основном, результаты обобщения имеющихся экспериментальных данных. Разработка трехмерных математических моделей камер сгорания, позволяющих с большей достоверностью определять их параметры и характеристики, используя их геометрические параметры, является проблемной задачей. Это требует математического моделирования процессов распыла топлива, испарения его капель, образования топливовоздушной смеси, диффузионного её

горения, сложной структуры обратных токов, теплообмена и т. д.

6.4. Математические модели авиационного ГТД различной сложности

На базе математических моделей всех элементов двигателя создаются математические модели газогенератора, а затем и двигателя. Кроме моделей элементов (каскадов компрессора, каскадов турбины, основной камеры сгорания и т.д.), они включают себя уравнения расхода, сохранения энергии, уравнения, описывающие условия совместной работы этих элементов, и др.

Такие модели позволяют определять параметры двигателя на стенде (при его проектировании), а также высотно-скоростные и дроссельные характеристики двигателя (значения его тяги или мощности и удельного расхода топлива в различных условиях полета и на различных режимах работы). Конечно, с учетом программы управления двигателем и всех его эксплуатационных ограничений.

Эти характеристики приводятся в технической документации по данному двигателю, используются при проектировании ЛА и при разработке его пилотажно-навигационного оборудования. Эти же характеристики используются и в эксплуатации (при проведении инженерно-штурманских расчетов). При этом, так как один и тот же двигатель может устанавливаться на различные ЛА, характеристики конкретного воздухозаборника не учитываются, а заменяются стандартной зависимостью $\sigma_{вх} = f(M_H)$, отдельной для дозвуковых и для сверхзвуковых ЛА (рис. 2.2).

Математические модели двигателя могут иметь различный уровень сложности. Наиболее сложные (и в принципе наиболее достоверные) могут включать в себя соответствующие модели всех его элементов и соответственно всех функциональных узлов. Но они требуют больших вычислительных ресурсов ЭВМ, да и пока еще не совсем доработаны. Поэтому для уменьшения потребных ресурсов ЭВМ используются модели, содержащие упрощенные (в той или иной мере) модели элементов.

Так, например, если программа управления двигателем предусматривает поддержание постоянного значения степени понижения давления в турбине ($\pi_T^* = \text{const}$), то, поскольку в этом случае при изменении частоты вращения ротора турбины значения КПД турбины η_T^* и параметра расхода $G_T \sqrt{T_T^*} / p_T^*$ изменяются мало, их принимают постоянными. А если $\pi_T^* \neq \text{const}$, то изменения η_T^* и $G_T \sqrt{T_T^*} / p_T^*$ при изменении режима работы турбины определяются по приближенным статистическим зависимостям.

Глава 7. Расчет характеристик газогенератора и турбокомпрессорного модуля ТРДДсм

Газогенератором называется часть ТРДДсм, включающая КВД, камеру сгорания и турбину высокого давления (рис. 7.1).

Характеристиками одновального газогенератора называются зависимости степени повышения давления в нем $\pi_{ГГ}^* = p_{ТВД}^* / p_{ВВД}^*$, степени подогрева $\tau_{ГГ}^* = T_{ТВД}^* / T_{ВВД}^*$, приведенного расхода воздуха через ГГ $G_{в.пр.гг}$, $G_{т.пр.гг}$, а также степени повышения температуры в рабочем процессе газогенератора $\Delta_{ГГ}^* = T_{Г}^* / T_{ВВД}^*$ от приведенной частоты вращения $n_{ВД.пр}$ (или в относительном виде от $\bar{n}_{ВД.пр} = n_{ВД.пр} / n_{ВД.пр.р}$).

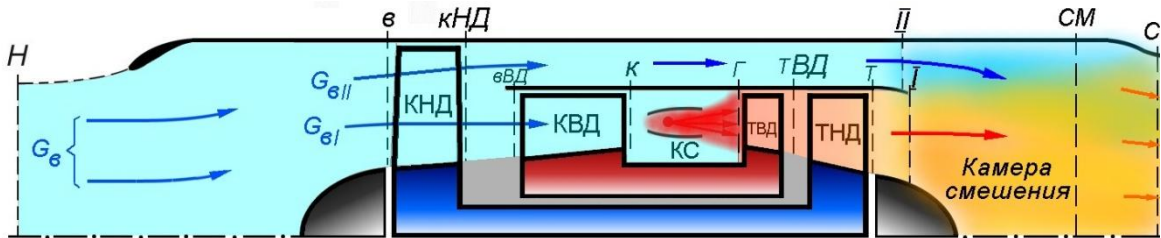


Рис.7.1. Схема ТРДД со смешением потоков (ТРДДсм)

7.1. Определение положения рабочей линии на характеристике КВД

Для расчета характеристик ГГ необходимо определить положение рабочей линии на характеристике КВД, т.е. геометрическое место точек, удовлетворяющих условию совместной работы элементов ГГ (КВД, камеры сгорания и турбины высокого давления) во всем диапазоне изменения $\bar{n}_{ВД.пр}$.

Условия совместной работы КВД, камеры сгорания и турбины высокого давления (ТВД) в системе газогенератора выражаются следующими уравнениями:

$$\frac{\pi_{кВД}^*}{q(\lambda_{в})_{ВД}} = A \sqrt{\frac{T_{Г}^*}{T_{ВВД}^*}} = A \sqrt{\Delta_{ГГ}^*}, \quad (7.1)$$

$$\frac{\pi_{кВД}^*}{q(\lambda_{в})_{ВД}} = C \sqrt{\frac{\pi_{кВД}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{кВД}^*}}. \quad (7.2)$$

Первое из уравнений (7.1) следует из баланса расходов воздуха и газа через КВД, камеру сгорания и ТВД (где A – константа), а второе (7.2) – из условия совместного решения уравнения баланса расходов и баланса работ КВД и

ТВД.

Расчет положения рабочей точки на характеристике КВД при любом значении $\bar{n}_{ВД,пр}$, например при $\bar{n}_{ВД,пр}=0,95$, выполняется в следующей последовательности.

1. На расчетном режиме КВД определяется значение константы C в формуле (7.2), обозначим её символом C_0 . Из формулы (7.2) следует, что

$$C_0 = \frac{\pi_{кВД,р}^*}{q(\lambda_{в})_{ВД,р}} \sqrt{\frac{\pi_{кВД,р}^{*k-1}}{\eta_{кВД,р}^*}} \quad (7.3)$$

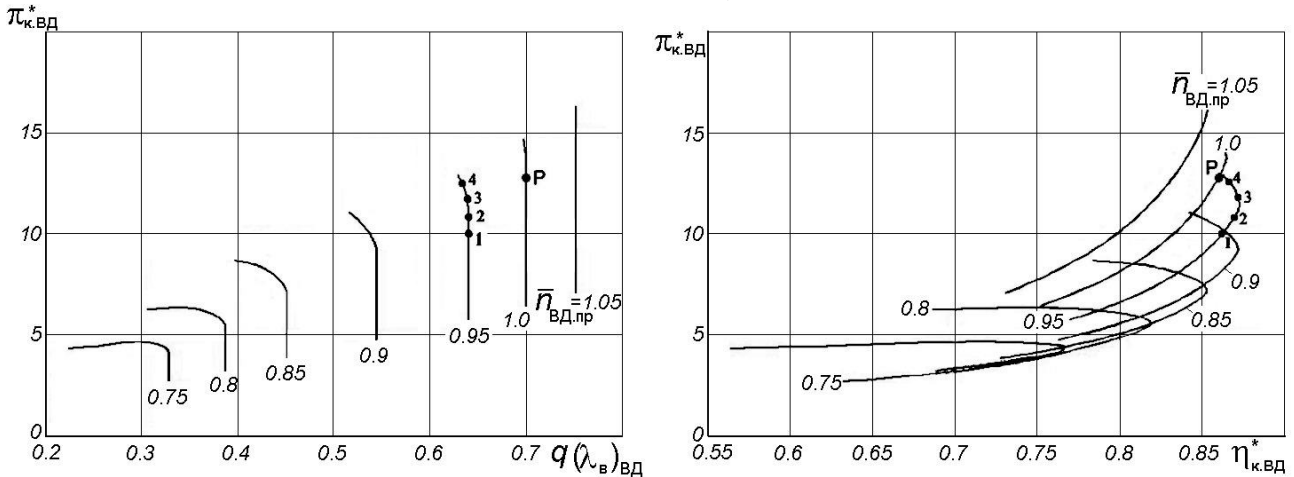


Рис.7.2. Пример выбора точек на характеристике КВД при $\bar{n}_{ВД,пр}=0,95$

Расчетные параметры КВД, входящие в формулу 7.2, следует определить из характеристики КВД (рис. 7.2) на расчетном режиме его работы (т.е. при $\bar{n}_{ВД,пр}=1,0$). Расчетный режим КВД на этом рисунке обозначен точкой «Р».

Однако точнее эти же параметры можно определить из характеристики КВД, представленной в табличной форме (см. табл. 7.1), полученной в процессе расчета характеристики КВД (см. главы 2...4). Ниже приведен фрагмент этой таблицы, в которой данные КВД на расчетном режиме, т.е. при $\bar{n}_{ВД,пр}=1,0$, подчеркнуты (см. верхнюю часть таблицы).

2. На напорной кривой характеристики КВД, соответствующей, например, приведенной частоте вращения $\bar{n}_{ВД,пр}=0,95$ (рис. 7.2), необходимо выбрать 3...4 точки, для каждой из которых определить соответствующие значения $\pi_{кВД}^*$, $q(\lambda_{в})_{ВД}^*$, $\eta_{кВД}^*$ и по ним вычислить константу C в каждой из этих точек по следующей формуле

$$C = \frac{\pi_{кВД}^*}{q(\lambda_{в})_{ВД}^*} \sqrt{\frac{\pi_{кВД}^{*k-1}}{\eta_{кВД}^*}} \quad (7.4)$$

Однако при вычислении константы C необходимые значения $\pi_{кВД}^*$, $q(\lambda_{в})_{ВД}^*$, $\eta_{кВД}^*$ можно также определить из приведенной выше характеристики

КВД (табл. 7.1). Эти данные, например, при $\bar{n}_{ВД,пр}=0,95$ также подчеркнуты внизу этой таблицы. Результаты расчета константы C сводятся в табл. 7.2.

Таблица 7.1

Характеристики КВД в табличной форме

<u>Пи*=13.539 Q(L)B=0.700 КПД*=0.860 Дельта КУ=15.0%</u>								
Ук,м/с=400.0 Укпр,м/с=361.0 Q(LK)=0.406 Fв/Fк=5.192								
N пр =0.75	Q(LB)	0.222	0.248	0.294	0.319	0.323	0.323	0.323
Пи*		4.410	4.513	4.778	4.551	4.030	3.403	2.776
КПД*		0.557	0.608	0.714	0.761	0.750	0.705	0.632
N пр =0.80	Q(LB)	0.304	0.339	0.367	0.383	0.384	0.384	0.384
Пи*		6.482	6.584	6.345	5.788	5.018	4.189	3.359
КПД*		0.683	0.746	0.795	0.816	0.796	0.757	0.689
N пр =0.85	Q(LB)	0.397	0.422	0.441	0.449	0.449	0.449	0.449
Пи*		9.084	8.773	8.112	7.175	6.162	5.087	4.011
КПД*		0.784	0.820	0.845	0.849	0.828	0.792	0.730
N пр =0.90	Q(LB)	0.516	0.531	0.542	0.543	0.543	0.543	0.543
Пи*		11.642	10.917	9.896	8.665	7.488	6.237	4.986
КПД*		0.842	0.860	0.871	0.863	0.845	0.815	0.764
N пр =0.95	Q(LB)	0.629	0.638	0.639	0.639	0.639	0.639	0.639
Пи*		13.652	12.651	11.343	9.998	8.732	7.387	6.042
КПД*		0.863	0.871	0.869	0.857	0.840	0.813	0.771
N пр =1.00	Q(LB)	0.698	0.700	0.700	0.700	0.700	0.700	0.700
Пи*		15.523	14.235	12.723	11.210	9.787	8.275	6.762
КПД*		0.862	0.864	0.854	0.840	0.822	0.794	0.753
N пр =1.05	Q(LB)	0.752	0.752	0.752	0.752	0.752	0.752	0.752
Пи*		17.297	15.802	14.108	12.414	10.819	9.125	7.431
КПД*		0.853	0.848	0.837	0.821	0.802	0.773	0.731

Таблица 7.2

Параметры	Номер точки на напорной ветке КВД при $\bar{n}_{ВД,пр}=0.95$						
	1	2	3	4	5	6	7
$\pi_{КВД}^*$							
$q(\lambda_{В.ВД})$							
$\eta_{КВД}^*$							
C							

3. По данным табл. 7. строится график зависимости $C = f(\pi_{\text{квд}}^*)$, показанный на рис. 7.3. Пересечение на нем горизонтальной линии, соответствующей значению C_0 , с линией $C = f(\pi_{\text{квд}}^*)$ определяет значение $\pi_{\text{квд}}^*$, т.е. положение рабочей точки на напорной ветке КВД при $\bar{n}_{\text{ВД,пр}} = 0,95$. Затем по характеристике КВД (рис. 7.4) определяется значение $q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}}$ и $\eta_{\text{квд}}^*$, соответствующее этой рабочей точке. Прделав такие же вычисления при других значениях $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$, можно построить рабочую линию на характеристике КВД во всем диапазоне $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$.

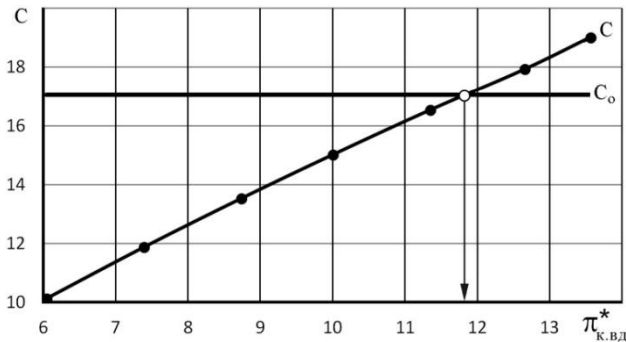


Рис. 7.3. К определению положения рабочей точки на характеристике КВД

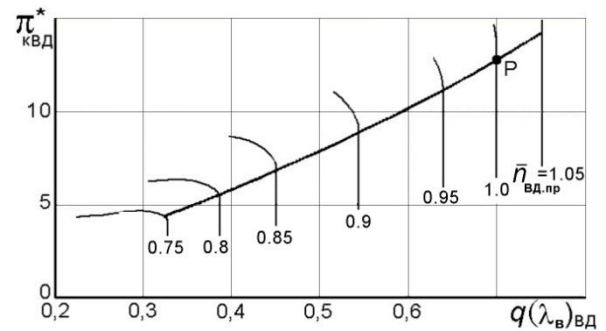


Рис. 7.4. Положение рабочей линии на характеристике КВД

7.2. Расчет параметров газогенератора ТРДдсм

После определения в пункте 7.1 значений $\pi_{\text{квд}}^*$ и $q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}}$ в каждой точке рабочей линии во всем диапазоне $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$ следует определить соответствующие значения $\pi_{\text{гг}}^*$, $\tau_{\text{гг}}^*$ и $\Delta_{\text{гг}}^*$ при этих же $\bar{n}_{\text{ВД,пр}}$ в следующей последовательности.

1. При принятом допущении о постоянстве $\pi_{\text{твд}}^*$ степень повышения давления в газогенераторе $\pi_{\text{гг}}^* = p_{\text{твд}}^* / p_{\text{ввд}}^* = \pi_{\text{квд}}^* \sigma_{\text{квд}}^* / \pi_{\text{твд}}^*$ оказывается пропорциональной $\pi_{\text{квд}}^*$. Тогда

$$\pi_{\text{гг}}^* = \pi_{\text{гг,р}}^* \pi_{\text{квд}}^* / \pi_{\text{квд,р}}^* \quad (7.5)$$

Здесь и ниже индекс «р» относится к расчетному режиму работы двигателя. Параметры ГГ ($\pi_{\text{гг,р}}^*$, $\Delta_{\text{гг,р}}^*$ и $\tau_{\text{гг,р}}^*$), соответствующие этому режиму, были рассчитаны в процессе термодинамического расчета двигателя, а значения $\pi_{\text{квд,р}}^*$ и $q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД,р}}$ определяются из характеристики КВД при $\bar{n}_{\text{ВД,пр}} = 1,0$ (рис. 7.4).

2. Из уравнения (7.1) следует, что степень подогрева рабочего тела в газогенераторе $\Delta_{\text{гг}}^* = T_{\text{г}}^* / T_{\text{ввд}}^*$ изменяется при изменении частоты вращения КВД пропорционально $[\pi_{\text{квд}}^* / q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}}]^2$. Следовательно

$$\Delta_{\text{гг}}^* = \Delta_{\text{гг,р}}^* \left(\pi_{\text{квд}}^* / \pi_{\text{квд,р}}^* \right)^2 \left(q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД,р}} / q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}} \right)^2 \quad (7.6)$$

3. Степень повышения температуры в ГГ

$$\tau_{\text{ГГ}}^* = \frac{T_{\text{ТВД}}^*}{T_{\text{ВВД}}^*} = \frac{T_{\text{Г}}^*}{T_{\text{ВВД}}^* T_{\text{Г}}^* / T_{\text{ТВД}}^*} = \frac{\Delta_{\text{ГГ}}^*}{\pi_{\text{ТВД}}^* \frac{n-1}{n}} = \text{const } \Delta_{\text{ГГ}}^*,$$

где n – показатель политропы процесса расширения газа в ТВД, а $\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const}$.

Тогда
$$\tau_{\text{ГГ}}^* = \tau_{\text{ГГ.р}}^* \Delta_{\text{ГГ}}^* / \Delta_{\text{ГГ.р}}^* \quad (7.7)$$

Формулы (7.5), (7.6) и (7.7) позволяют рассчитать $\pi_{\text{ГГ}}^*$, $\tau_{\text{ГГ}}^*$ и $\Delta_{\text{ГГ}}^*$ во всем диапазоне $\bar{p}_{\text{ВД.пр}}$. Кроме $\pi_{\text{ГГ}}^*$, $\tau_{\text{ГГ}}^*$ и $\Delta_{\text{ГГ}}^*$, к параметрам ГГ относятся приведенный расход воздуха $G_{\text{в.пр}}$ и топлива $G_{\text{т.пр}}$.

На рис. 7.5 приведена характеристика ГГ в относительном виде.

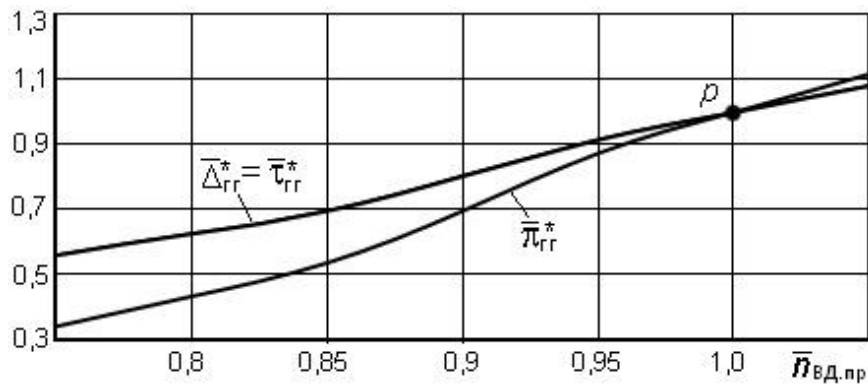


Рис. 7.5. Характеристика газогенератора в относительном виде

7.3. Определение режимов совместной работы элементов турбокомпрессорного модуля ТРДДСм

Турбокомпрессорным модулем (ТКМ) ТРДДСм называется совокупность турбовентилятора (т.е. КНД и ТНД) и газогенератора. В турбокомпрессорный модуль ТРДДСм также включают (условно) и камеру смешения.

Для определения параметров ТКМ необходимо знать параметры КНД в точках рабочей линии на его характеристике, т.е. построить рабочую линию КНД. Для этого следует определить степень двухконтурности двигателя m на каждом режиме его работы.

Положение рабочей линии на характеристике КНД можно определить из условия совместной работы элементов ТКМ ТРДДСм. Если сопло двигателя не регулируется, т.е. $F_{\text{кр}} = \text{const}$, а перепад давления в сопле выше критического, то безразмерная скорость (число λ) на выходе из камеры смешения остается неизменной, т.е.

$$\lambda_{\text{см}} = \text{const} \quad \text{или} \quad q(\lambda_{\text{см}}) = q(\lambda_{\text{см}})_{\text{р}} = \text{const}. \quad (7.8)$$

Вначале рассмотрим способ определения степени двухконтурности m .

Непосредственно определить её с помощью математических зависимостей при условии (7.8) не удастся. Поэтому используется метод итераций или графический метод. Ниже, в табл. 7.2, приведен алгоритм расчетов для после-

дующего графического определения значения степени двухконтурности двигателя m с одновальным газогенератором при одном значении приведенной частоты вращения КВД (например, при $\bar{n}_{ВД,пр} = 95\%$).

Алгоритм построен на определении значения $q(\lambda_{см})$ при нескольких заданных значениях m и сравнении этих значений с $q(\lambda_{см})_р$. Так как на всех режимах работы двигателя $q(\lambda_{см}) = q(\lambda_{см})_р = \text{const}$, то искомое значение m на графике (см. ниже рис. 7.7) соответствует равенству $q(\lambda_{см}) = q(\lambda_{см})_р$.

После определения степени двухконтурности m становится возможным определить положение рабочей линии на характеристике КНД и, в конечном итоге, рассчитать характеристики турбокомпрессорного модуля (ТКМ).

Для определения m вначале следует вычислить значения констант B_1 , B_2 и B_3 , необходимые для дальнейших расчетов. Они вычисляются по значению параметров двигателя и его модулей на расчетном режиме следующим образом.

1. Для определения $q(\lambda_{см})$ в соответствии с порядком, изложенным в табл. 7.3 (см. ниже), необходимо использовать типовую характеристику турбины низкого давления (ТНД) (рис. 7.6). Для этого при каждом значении $n_{ВД,пр}$ необходимо определить относительное значение $\bar{\pi}_{ТНД} = \pi_{ТНД} / \pi_{ТНД,р}$, где $\pi_{ТНД} = p_{Т,ВД}^* / p_T$. Будем считать, что статическое давление p_I в сечении $I-I$ (рис. 7.1) равно статическому давлению p_T за турбиной, т. к. считается, что ТНД рассматривается совместно с затурбинным диффузором.

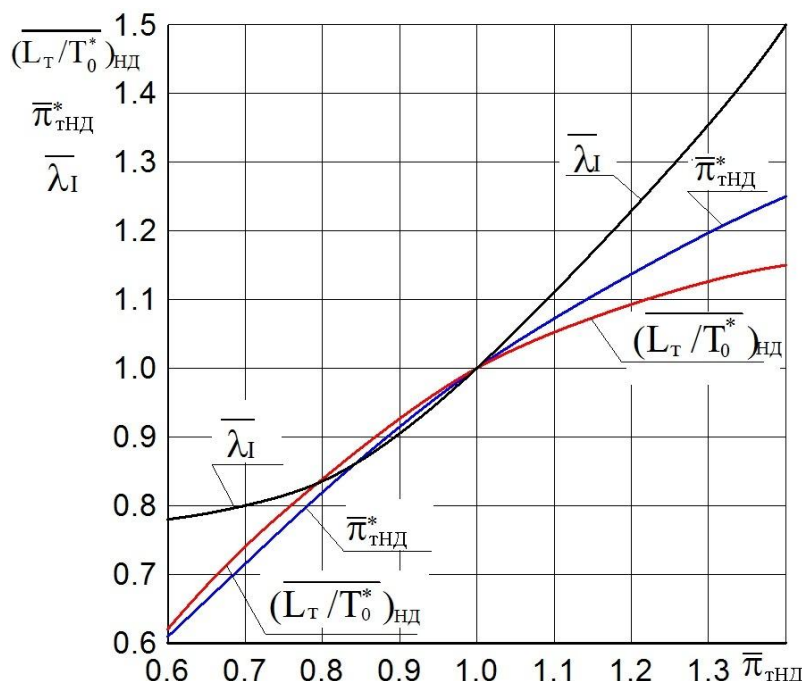


Рис. 7.6. Типовая характеристика ТНД (в относительных параметрах)

Определим $\pi_{\text{ТНД}} = p_{\text{Т.ВД}}^*/p_I$ из условия совместной работы турбовентилятора и газогенератора, которое предполагает равенство статических давлений в потоках внутреннего и наружного контуров на входе в камеру смешения, т.е.

$$p_I = p_{II}. \quad (7.9)$$

В равенстве (7.9) $p_I = p_{\text{ВВД}}^* \pi_{\text{ГГ}}^*/\pi_{\text{ТНД}}$, где $\pi_{\text{ТНД}} = p_{\text{ТВД}}^*/p_{\text{ТНД}}$, а $p_{II} = p_{\text{КНД}}^* \sigma_{II} \Pi(\lambda_{II})$, где $\Pi(\lambda_{II}) = p_{II}/p_{II}^*$.

Учитывая, что $p_{\text{ВВД}}^* = p_{\text{КНД}}^*$, а $\sigma_{II} = \text{const}$, из равенства (7.8) получим $\Pi(\lambda_{II}) = \pi_{\text{ГГ}}^*/(\pi_{\text{ТНД}} \sigma_{II})$, откуда $\frac{\Pi(\lambda_{II})}{\Pi(\lambda_{II})_p} = \frac{\pi_{\text{ГГ}}^* \pi_{\text{ТНД},p}}{\pi_{\text{ГГ},p}^* \pi_{\text{ТНД}}}$,
или $\Pi(\lambda_{II}) = \frac{\Pi(\lambda_{II})_p \pi_{\text{ГГ}}^*}{\pi_{\text{ГГ},p}^* \pi_{\text{ТНД}}} = B_1 \frac{\pi_{\text{ГГ}}^*}{\pi_{\text{ТНД}}}$, где $B_1 = \frac{\Pi(\lambda_{II})_p}{\pi_{\text{ГГ},p}^*}$, а $\bar{\pi}_{\text{ТНД}} = \frac{\pi_{\text{ТНД}}}{\pi_{\text{ТНД},p}}$.

$$\text{Тогда} \quad \bar{\pi}_{\text{ТНД}} = B_1 \frac{\pi_{\text{ГГ}}^*}{\Pi(\lambda_{II})}.$$

2. Для определения $\Pi(\lambda_{II})$ в сечении II-II на входе воздуха из наружного контура в камеру смешения необходимо определить $q(\lambda_{II})$ в этом же сечении. Её вычислим из выражения для степени двухконтурности $m = G_{\text{ВII}}/G_{\text{ВИ}}$, согласно которому $G_{\text{ВII}} = m G_{\text{ВИ}}$. Записав расходы воздуха через внутренний и наружный контуры через газодинамические параметры, получим

$$q(\lambda_{II}) = \frac{F_{\text{ВВД}}}{F_{II} \sigma_{II}} m q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}}. \quad \text{Отсюда} \quad \frac{q(\lambda_{II})}{q(\lambda_{II})_p} = \frac{m}{m_p} \frac{q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}}}{q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД},p}}$$

$$\text{или} \quad q(\lambda_{II}) = \frac{q(\lambda_{II})_p}{q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД},p} m_p} m q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}} = B_2 m q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}}, \quad \text{где} \quad B_2 = \frac{q(\lambda_{II})_p}{m_p q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД},p}}.$$

После этого газодинамическую функцию $\Pi(\lambda_{II})$ определим по таблицам газодинамических функций, используя вычисленное значение $q(\lambda_{II})$.

3. Значение $q(\lambda_{\text{СМ}})$ определим из баланса расходов через камеру смешения, внутренний и наружный контуры, откуда следует, что $G_{\text{СМ}} = G_{\text{ГI}} + G_{\text{ВII}}$. Если принять, что $G_{\text{ГI}} = G_{\text{ВИ}}$, то $G_{\text{СМ}} = G_{\text{ВИ}} + G_{\text{ВII}} = G_{\text{ВИ}}(1 + m)$. Записав расходы воздуха и газа через газодинамические параметры, получим

$$q(\lambda_{\text{СМ}}) = \frac{m_{\text{В}} F_{\text{ВВД}}}{m_{\text{Г}} F_{\text{СМ}}} (1 + m) q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}} \frac{p_{\text{ВВД}}^*}{p_{\text{СМ}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{СМ}}^*}{T_{\text{ВВД}}^*}} = \text{const}(1 + m) q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}} \frac{p_{\text{ВВД}}^*}{p_{\text{СМ}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{СМ}}^*}{T_{\text{ВВД}}^*}}.$$

$$\text{Тогда} \quad q(\lambda_{\text{СМ}}) = \frac{q(\lambda_{\text{СМ}})_p}{(1 + m_p) q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД},p}} \left(\frac{p_{\text{СМ}}^*}{p_{\text{ВВД}}^*} \right)_p \sqrt{\left(\frac{T_{\text{ВВД}}^*}{T_{\text{СМ}}^*} \right)_p} (1 + m) q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}} \frac{p_{\text{ВВД}}^*}{p_{\text{СМ}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{СМ}}^*}{T_{\text{ВВД}}^*}}$$

$$\text{или} \quad q(\lambda_{\text{СМ}}) = B_3 (1 + m) q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}} \frac{p_{\text{ВВД}}^*}{p_{\text{СМ}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{СМ}}^*}{T_{\text{ВВД}}^*}},$$

$$\text{где} \quad B_3 = \frac{q(\lambda_{\text{СМ}})_p}{(1 + m_p) q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД},p}} \left(\frac{p_{\text{СМ}}^*}{p_{\text{ВВД}}^*} \right)_p \sqrt{\left(\frac{T_{\text{ВВД}}^*}{T_{\text{СМ}}^*} \right)_p}.$$

Далее необходимо определить по характеристике ГГ значения $\pi_{\text{ГГ}}^*$, $\tau_{\text{ГГ}}^*$ и $q(\lambda_{\text{В}})_{\text{ВД}}$, соответствующих данному значению $n_{\text{ВД},\text{пр}}$. После этого следует задаться несколькими значениями степени двухконтурности m и для каждой из них определить соответствующее значение $q(\lambda_{\text{СМ}})$. Затем, сопоставив его со значением $q(\lambda_{\text{СМ}})$ на расчетном режиме работы двигателя (рис. 7.7), определить ис-

тинное значение m при $q(\lambda_{см}) = q(\lambda_{см})_р$.

По результатам расчета строится график зависимости $q(\lambda_{см})$ от m (рис. 7.7) и по нему находится искомое значение m , при котором $q(\lambda_{см}) = q(\lambda_{см})_р$.

Таблица 7.3

1	$\bar{n}_{ВД,пр}, \%$	95		
2	$\pi_{ГГ}^*$ (опр. по характеристике ГГ)			
3	$\tau_{ГГ}^*$ (опр. по характеристике ГГ)			
4	$q(\lambda_{в})_{ВД}$ (опр. по характеристике ГГ)			
5	m			
6	$q(\lambda_{II}) = B_2 m q(\lambda_{в})_{ВД}$ (из баланса расходов через наружный контур и КВД)			
7	λ_{II} (определяется по таблицам ГДФ)			
8	$\Pi(\lambda_{II}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{II}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$			
9	$\bar{\pi}_{ТНД} = B_1 \frac{\pi_{ГГ}^*}{\Pi(\lambda_{II})}$			
10	$\bar{\lambda}_I = f(\bar{\pi}_{ТНД})$ (по характеристике ТНД, рис. 7.6)			
11	$\lambda_I = \lambda_{Ip} \bar{\lambda}_I$			
12	$\Pi(\lambda_I) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_I^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$			
13	$\frac{p_I^*}{p_{II}^*} = \frac{\Pi(\lambda_{II})}{\Pi(\lambda_I)}$ (из условия $p_I = p_{II}$)			
14	$\left(\frac{L_T}{T_0^*}\right)_{НД} = f(\bar{\pi}_{ТНД})$ (по характеристике ТНД, рис. 7.6)			
15	$\left(\frac{\Delta T^*}{T_0^*}\right)_{НД} = \left(\frac{\Delta T^*}{T_0^*}\right)_{НД,р} \left(\frac{L_T}{T_0^*}\right)_{НД}$, где $\Delta T^* = T_0^* - T_T^*$			
16	$\tau_{ТНД}^* = 1 / \left[1 - \left(\frac{\Delta T^*}{T_0^*}\right)_{НД}\right]$			
17	$\frac{T_T^*}{T_{ВД}^*} = \frac{\tau_{ГГ}^*}{\tau_{ТНД}^*}$			
18	$\frac{T_{см}^*}{T_{ВД}^*} = \frac{\frac{T_T^*}{T_{ВД}^*} + m}{1 + m}$ (из формулы для $T_{см}^*$)			
19	$\frac{p_{см}^*}{p_{ВД}^*} = \sigma_{II} \frac{\frac{p_I^*}{p_{II}^*} + \bar{F}_{II}}{1 + \bar{F}_{II}}$ (из формулы для $p_{см}^*$)			
20	$q(\lambda_{см}) = B_3 (1 + m) q(\lambda_{в})_{ВД} \frac{p_{ВД}^*}{p_{см}^*} \sqrt{\frac{T_{см}^*}{T_{ВД}^*}}$			

По найденному таким путем значению m дальнейший расчет ведется сле-

дующим образом. Определяется относительная плотность тока на выходе из КНД из условия, что $G_{\text{КНД}} = G_{\text{ВЛ}} + G_{\text{ВЛЛ}} = G_{\text{ВЛ}}(1 + m)$. Записав расходы воздуха на выходе из КНД и на входе в КВД через газодинамические параметры и учитывая, что $p_{\text{КНД}}^* = p_{\text{ВВД}}^*$, а $T_{\text{КНД}}^* = T_{\text{ВВД}}^*$, получим

$$q(\lambda_{\text{к}})_{\text{НД}} = \frac{F_{\text{ВВД}}}{F_{\text{КНД}}} (1 + m) q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}} = \text{const}(1 + m) q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}}$$

или

$$q(\lambda_{\text{к}})_{\text{НД}} = q(\lambda_{\text{к}})_{\text{НД.р}} \frac{1+m}{1+m_p} \frac{q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД}}}{q(\lambda_{\text{в}})_{\text{ВД.р}}}$$

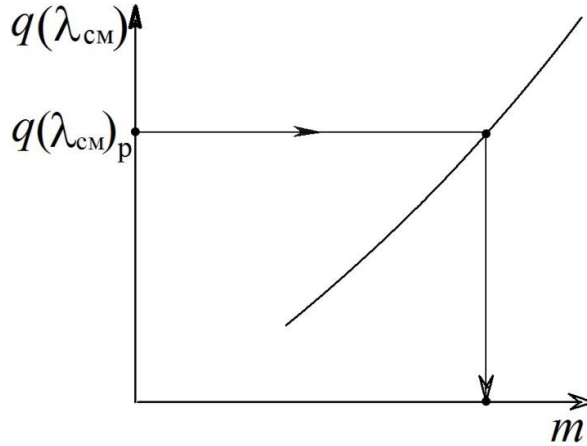


Рис. 7.7. К определению режимов совместной работы элементов ТКМ в ГРДДсм при $\lambda_{\text{см}} = \text{const}$

Далее определяется степень повышения температуры в КНД $\tau_{\text{КНД}}^*$ из условия баланса мощностей ТНД и КНД, который имеет вид

$$N_{\text{КНД}} = N_{\text{ТНД}} \eta_{\text{м}}, \quad \text{или} \quad G_{\text{в}} c_{\text{р}} T_{\text{в}}^* (\tau_{\text{КНД}}^* - 1) = G_{\text{г.ТНД}} T_{\text{ТВД}}^* \frac{L_{\text{ТНД}}}{T_{\text{ТВД}}^*} \eta_{\text{м}},$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД.

Учитывая, что $G_{\text{в}} = G_{\text{ВЛ}}(1 + m)$, $T_{\text{ТВД}}^* = T_{\text{в}}^* \tau_{\text{КНД}}^* \tau_{\text{ГГ}}^*$, и полагая, что $\frac{G_{\text{г.ТНД}}}{G_{\text{ВЛ}}} = \text{const}$, а также обозначив $L_{\text{ТНД}} = L_{\text{Т}}$ и $T_{\text{ТВД}}^* = T_0^*$, где T_0^* – температура газа на входе в ТНД, получим

$$(1 + m)(\tau_{\text{КНД}}^* - 1) = \text{const} \tau_{\text{КНД}}^* \tau_{\text{ГГ}}^* \left(\frac{L_{\text{Т}}}{T_0^*} \right)_{\text{НД}}.$$

Записав это равенство также и для расчетного режима двигателя и поделив их друг на друга, определим $\tau_{\text{КНД}}^*$ в следующем виде

$$\tau_{\text{КНД}}^* = 1 / \left[1 - \frac{\tau_{\text{ГГ}}^* (\overline{L_{\text{Т}}/T_0^*})_{\text{НД}}}{B_0(1+m)} \right],$$

где $(\overline{L_{\text{Т}}/T_0^*})_{\text{НД}} = (L_{\text{Т}}/T_0^*)_{\text{НД}} / (L_{\text{Т}}/T_0^*)_{\text{НД.р}}$ определяется по рис. 7.6, а

$$B_0 = \frac{\tau_{\text{КНД.р}}^* \tau_{\text{ГГ.р}}^*}{(\tau_{\text{КНД.р}}^* - 1)(1+m_{\text{р}})} - \text{константа.}$$

Затем по характеристике КНД, построенной в координатах

$\tau_{\text{КНД}}^* = f[\bar{n}_{\text{НД.пр}}, q(\lambda_{\text{к}})_{\text{НД}}]$ (рис. 7.8а), находится режим работы КНД, т.е. $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$

и $\pi_{\text{кнд}}^*$, а по характеристике в обычных координатах (рис. 7.8б) находится $q(\lambda_{\text{в}})$.

Повторяя приведенные выше расчеты при различных $\bar{n}_{\text{вд.пр}}$, можно построить рабочую линию на характеристике КНД (рис. 7.8б) и определить все его параметры при различных $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ в точках этой линии.

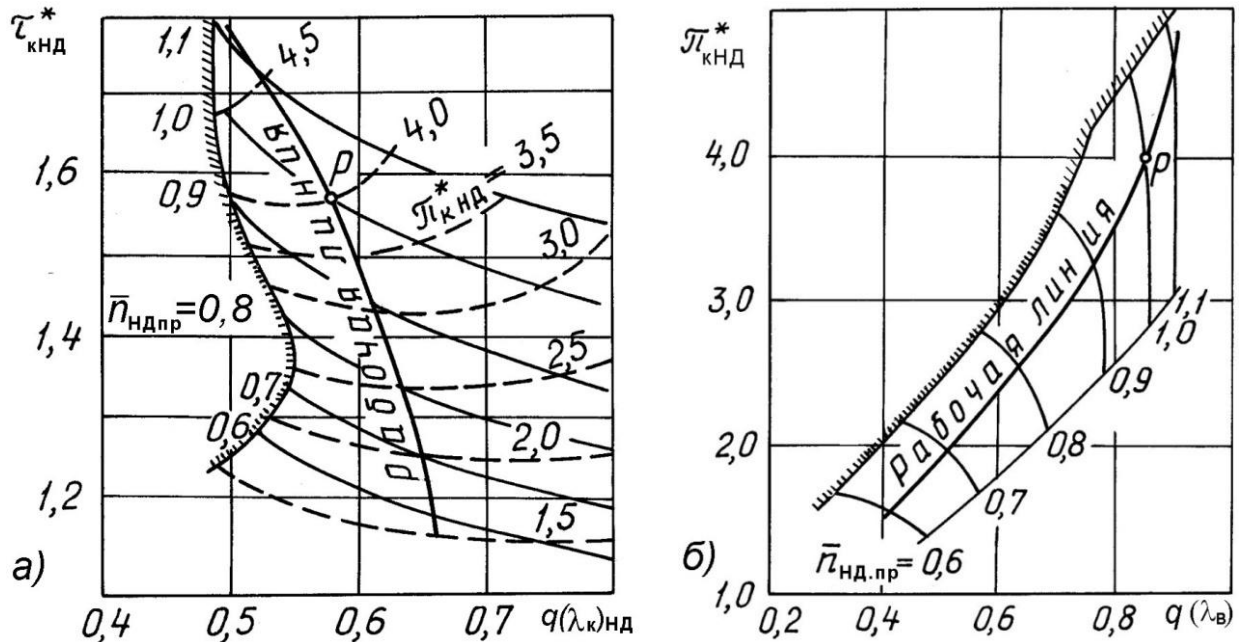


Рис. 7.8. Характеристика КНД в преобразованных и обычных координатах

7.4. Расчет характеристик турбокомпрессорного модуля ТРДДсм

По результатам определения режимов совместной работы элементов турбокомпрессорного модуля ТРДДсм проводится расчет его характеристик, т.е. зависимостей его параметров (степени повышения давления $\pi_{\text{ткм}}^*$ и температуры $\tau_{\text{ткм}}^*$, а также приведенных к входу в ТКМ расхода воздуха, топлива и др.) от режима его работы. При оговоренных выше допущениях режим работы ТКМ определяется только приведенной частотой вращения любого из его роторов, причем для последующего расчета эксплуатационных характеристик ТРДД целесообразно представлять характеристики ТКМ в виде зависимостей указанных параметров ТКМ от приведенной частоты вращения компрессора (ротора) низкого давления $n_{\text{нд.пр}}$.

Характеристика ТКМ ТРДДсм может быть определена с помощью следующих расчетных соотношений.

1. Степень повышения давления в ТКМ

$$\pi_{\text{ткм}}^* = p_{\text{см}}^* / p_{\text{в}}^*$$

Осредненная по площади величина давления на выходе из камеры смешения равна (при $\sigma_{\text{см}}=1$)

$$p_{\text{см}}^* = \frac{p_I^* + p_{II}^* \bar{F}_{II}}{(1 + \bar{F}_{II})},$$

где $\bar{F}_{II} = F_{II}/F_I$. Разделив обе части данного уравнения на $p_{\text{в}}^*$, получим

$$\pi_{\text{ТКМ}}^* = \pi_{\text{кнд}}^* \frac{\pi_{\Gamma\Gamma}^* / \pi_{\text{тнд}}^* + \sigma_{II} \bar{F}_{II}}{(1 + \bar{F}_{II})}.$$

Значение \bar{F}_{II} было определено в ходе термодинамического расчета двигателя.

2. Степень повышения температуры в ТКМ

$$\tau_{\text{ТКМ}}^* = T_{\text{см}}^* / T_{\text{в}}^*.$$

Температура газа на выходе из камеры смешения равна

$$T_{\text{см}}^* = \frac{T_I^* + m T_{II}^*}{1 + m},$$

Разделив обе части данного уравнения на $T_{\text{в}}^*$, получим

$$\tau_{\text{ТКМ}}^* = \tau_{\text{кнд}}^* \frac{\tau_{\Gamma\Gamma}^* / \tau_{\text{тнд}}^* + m}{1 + m}.$$

3. Приведенный расход воздуха

Так как приведенный расход воздуха через компрессор пропорционален

$$q(\lambda_{\text{в}}), \text{ то } G_{\text{в.пр}} = G_{\text{в.пр.р}} \frac{q(\lambda_{\text{в}})}{q(\lambda_{\text{в}})_\text{р}}.$$

4. Приведенный часовой расход топлива

Для упрощения будем считать, что расход газа через сечение «см-см» равен расходу воздуха через двигатель, т. е. $G_{\text{см}} = G_{\text{в}}$.

Тогда из уравнения сохранения энергии для сечений «в-в» и «см-см», пренебрегая затратами энергии на сжатие воздуха, отбираемого на самолетные нужды, имеем

$$Q = G_{\text{в}} c_{\text{п}} (T_{\text{см}}^* - T_{\text{в}}^*) = G_{\text{в}} c_{\text{п}} T_{\text{в}}^* (\tau_{\text{ТКМ}}^* - 1). \quad (7.10)$$

Здесь $Q = G_{\text{т.ч}} H_{\text{у}} \eta_{\Gamma} / 3600$ – количество теплоты, подведенной к воздуху в камере сгорания. Учитывая, что $G_{\text{в}} = m_{\text{в}} \frac{p_{\text{в}}^*}{\sqrt{T_{\text{в}}^*}} F_{\text{в}} q(\lambda_{\text{в}})$, из уравнения (7.10) получим $G_{\text{т.ч}} = \frac{3600 m_{\text{в}} F_{\text{в}} c_{\text{п}}}{H_{\text{у}} \eta_{\Gamma}} p_{\text{в}}^* q(\lambda_{\text{в}}) \sqrt{T_{\text{в}}^*} (\tau_{\text{ТКМ}}^* - 1) = \text{const } p_{\text{в}}^* q(\lambda_{\text{в}}) \sqrt{T_{\text{в}}^*} (\tau_{\text{ТКМ}}^* - 1)$.

Тогда приведенный часовой расход топлива

$$G_{\text{т.ч.пр}} = G_{\text{т.ч}} \frac{101300}{p_{\text{в}}^*} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{в}}^*}} = \text{const } q(\lambda_{\text{в}}) (\tau_{\text{ТКМ}}^* - 1). \quad (7.11)$$

Запишем выражение (7.11) для расчетного режима работы двигателя

$$G_{\text{т.ч.пр.р}} = \text{const } q(\lambda_{\text{в}})_\text{р} (\tau_{\text{ТКМ.р}}^* - 1). \quad (7.12)$$

Разделив (7.11) на (7.12), получим

$$G_{т.ч.пр} = G_{т.ч.пр.р} \frac{q(\lambda_{в}) (\tau_{ТКМ}^* - 1)}{q(\lambda_{в})_р (\tau_{ТКМ,р}^* - 1)},$$

где величины $G_{т.ч.пр.р}$ и $\tau_{ТКМ,р}^*$ были определены в ходе термодинамического расчета двигателя.

К характеристикам ТКМ относятся также зависимости от $n_{нд.пр}$ следующих величин, знание которых необходимо для определения эксплуатационных ограничений и программы регулирования двигателя.

5. Степень подогрева газа в ТКМ $\Delta_{ТКМ}^* = T_{г}^* / T_{в}^*$.

Ее можно определить, зная степень подогрева в газогенераторе и КНД:

$$\Delta_{ТКМ}^* = \Delta_{гг}^* \tau_{кнд}^*$$

6. Частота вращения КВД, приведенная к температуре на входе в КНД.

Существует два понятия приведенной частоты вращения КВД:

– частота вращения КВД, приведенная к температуре на входе в

КВД, т.е. $n_{вд.пр} = n_{вд} \sqrt{T_{в.вд,р}^* / T_{в.вд}^*}$, где $T_{в.вд,р}^*$ – температура заторможенного потока воздуха на входе в КВД на расчетном режиме работы двигателя;

– частота вращения КВД, приведенная к температуре на входе в КНД, т.е. $n'_{вд.пр} = n_{вд} \sqrt{288 / T_{в}^*}$, где $T_{в}^*$ – температура заторможенного потока воздуха на входе в КНД.

Разделив эти выражения друг на друга, получим $n'_{вд.пр} = n_{вд.пр} \sqrt{\tau_{кнд}^* / \tau_{кнд,р}^*}$, а в относительном виде $\bar{n}'_{вд.пр} = \bar{n}_{вд.пр} \sqrt{\tau_{кнд}^* / \tau_{кнд,р}^*}$.

По результатам такого расчета строятся характеристики ТКМ ТРДДсм в виде, представленном на рис. 7.9 и рис. 7.10. С их помощью определяются предельные режимы работы двигателя (строится линия предельных режимов), формируется программа управления двигателя и рассчитываются его характеристики.

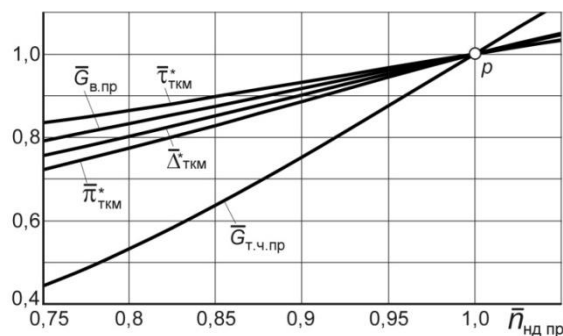


Рис. 7.9. Характеристики ТКМ ТРДДсм

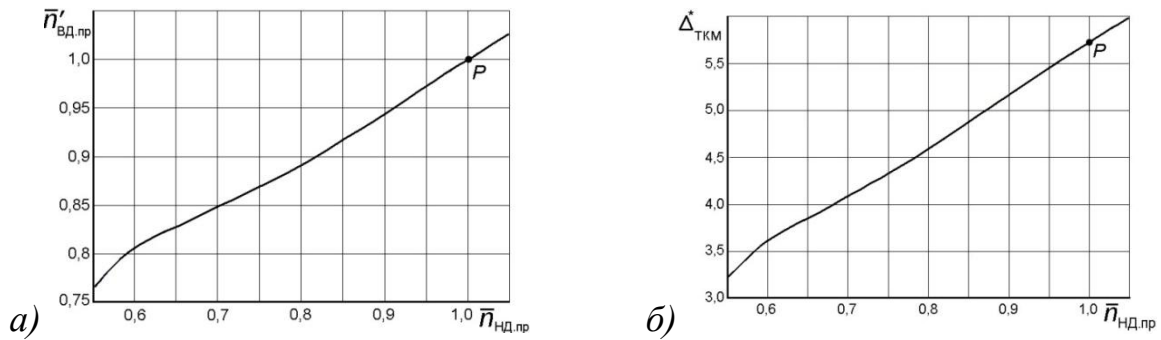


Рис. 7.10. Характеристики турбокомпрессорного модуля

Глава 8. Расчет эксплуатационных характеристик ТРДДсм

8.1. Построение линии предельных режимов и формирование программы регулирования двигателя на максимальном режиме

Формирование программы регулирования двигателя на максимальном режиме должно начинаться с построения так называемой "линии предельных режимов", которая ограничивает максимально допустимые значения приведенной (и, соответственно, физической) частоты вращения роторов двигателя в зависимости от температуры заторможенного потока воздуха на входе в него T_v^* . Эти значения могут быть ограничены (в том или ином диапазоне значений T_v^*) прочностью роторов ($n_{НД.мах}$ и $n_{ВД.мах}$), жаропрочностью лопаток турбины ($T_{г.мах}^*$) или газодинамической устойчивостью каскадов компрессора ($\Delta K_{y.min}$).

Режимом ограничения является такой режим, на котором какой-либо из ограничиваемых параметров достигает предельно допустимого значения. Режимом ограничения, как правило, является максимальный режим.

При обычном расположении рабочей линии на характеристиках КНД и КВД двухвального двухконтурного двигателя минимальные запасы устойчивости наблюдаются у КНД в области приведенных частот вращения, превышающих расчетную. Поэтому ограничению по $\Delta K_{y.min}$ соответствует ограничение $n_{НД.пр.мах}$. Существенное снижение $\Delta K_{y.min}$ может наблюдаться также в КВД в области пониженных частот вращения. Но $\Delta K_{y.min}$ обеспечивается в этом случае не за счет ограничений, а путем соответствующего регулирования компрессора.

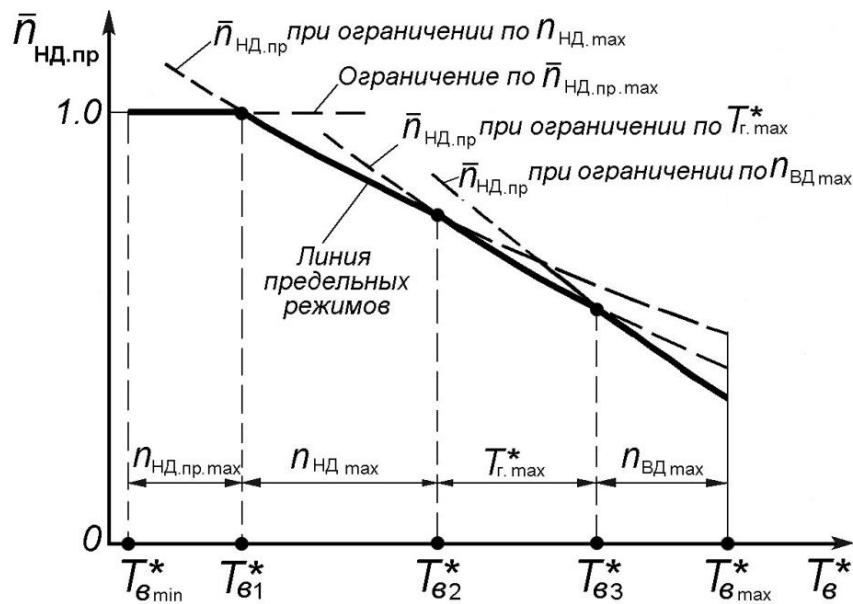


Рис. 8.1 Порядок построения линии предельных режимов работы двигателя

В данной работе линия предельных режимов представляется в виде максимального (с учетом этих ограничений) значения $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ в зависимости от $T_{\text{в}}^*$, как показано на рис. 8.1, и строится по результатам расчета характеристики турбокомпрессорного модуля (ТКМ) двигателя.

Прежде всего следует определить ограничиваемые величины, т.е. значения $\bar{n}_{\text{нд. max}}$, $\bar{n}_{\text{вд. max}}$, $\bar{n}_{\text{нд.пр. max}}$ и $T_{\text{г. max}}^*$.

Одно из значений $\bar{n}_{\text{нд. max}}$ или $\bar{n}_{\text{вд. max}}$ должно быть задано равным 100 % от расчетного, поскольку расчетный режим является максимальным. Частота вращения другого ротора обычно ограничивается величиной 102...105 %. Максимально допустимая температура газов $T_{\text{г. max}}^*$ в турбинах с охлаждаемыми лопатками обычно на 20...40 градусов превышает расчетную. Значение $\Delta K_{\text{у. min}}$ и, соответственно, $\bar{n}_{\text{нд.пр. max}}$ выбирается на основании статистических данных, согласно которым оно обычно равно 100...105 %.

Дальнейшие расчеты с использованием характеристик ТКМ удобнее вести не определяя максимальные значения $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ для различных значений $T_{\text{в}}^*$, а наоборот, определяя те значения $T_{\text{в}}^*$, при которых наступают те или иные ограничения при различных значениях $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$. Это можно сделать следующим образом.

1. Из характеристики ТКМ, представленной в табличной (численной) форме, выбирается несколько значений $\bar{n}_{\text{вд.пр}}$ и, соответственно, $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$, для которых далее будет проводиться расчет. Для каждого из них из характеристики ТКМ определяются $\Delta_{\text{ткм}}^*$ и $\bar{n}'_{\text{вд.пр}}$.

2. Определяется значение $T_{\text{в}}^*$, соответствующее (при данном $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$)

$\bar{n}_{\text{НДmax}}$:

$$(T_{\text{в}}^*)\bar{n}_{\text{НДmax}} = 288(\bar{n}_{\text{НДmax}}/\bar{n}_{\text{НДпр}})^2, \text{ К.} \quad (8.1)$$

3. Определяется значение $T_{\text{в}}^*$, соответствующее (при данном $\bar{n}_{\text{НДпр}}$)

$\bar{n}_{\text{ВДmax}}$:

$$(T_{\text{в}}^*)\bar{n}_{\text{ВДmax}} = 288(\bar{n}_{\text{ВДmax}}/\bar{n}'_{\text{ВДпр}})^2, \text{ К.} \quad (8.2)$$

4. Определяется значение $T_{\text{в}}^*$, соответствующее (при данном $\bar{n}_{\text{НДпр}}$)

$T_{\text{г.max}}^*$:

$$(T_{\text{в}}^*)T_{\text{г.max}} = \frac{T_{\text{г.max}}^*}{\Delta_{\text{ТКМ}}^*}, \text{ К.} \quad (8.3)$$

Результаты расчета рекомендуется представить в виде таблицы по типу табл. 8.1. При этом для двигателей, которые эксплуатируются на дозвуковых скоростях полета, максимальное значение $T_{\text{в}}^*$ обычно не превосходит 350 К. Тогда для расчета линии предельных режимов достаточно использовать точки из характеристики ТКМ, соответствующие (с запасом) $\bar{n}_{\text{НДпр}} > 0,88$, включая значение $\bar{n}_{\text{НДпр}} = 1,0$.

Таблица 8.1

Расчет линии предельных режимов работы двигателя $\bar{n}_{\text{НДпр.max}} = f(T_{\text{в}}^*)$

$\bar{n}_{\text{НДmax}} =$; $\bar{n}_{\text{ВДmax}} =$; $T_{\text{г.max}} =$ К ; $\bar{n}_{\text{НДпр.max}} =$.

1	$\bar{n}_{\text{НДпр}}$ (берется из таблицы характеристик ТКМ)						
2	$\Delta_{\text{ТКМ}}^*$ (берется из таблицы характеристик ТКМ)						
3	$\bar{n}'_{\text{ВДпр}}$ (берется из таблицы характеристик ТКМ)						

Значения $T_{\text{в}}^*$, соответствующие $\bar{n}_{\text{НД}} = \bar{n}_{\text{НДmax}}$

4	$(T_{\text{в}}^*)\bar{n}_{\text{НДmax}} = 288(\bar{n}_{\text{НДmax}}/\bar{n}_{\text{НДпр}})^2, \text{ К}$						
---	---	--	--	--	--	--	--

Значения $T_{\text{в}}^*$, соответствующие $\bar{n}_{\text{ВД}} = \bar{n}_{\text{ВДmax}}$

5	$(T_{\text{в}}^*)\bar{n}_{\text{ВДmax}} = 288(\bar{n}_{\text{ВДmax}}/\bar{n}'_{\text{ВДпр}})^2, \text{ К}$						
---	--	--	--	--	--	--	--

Значения $T_{\text{в}}^*$, соответствующие $T_{\text{г.max}}^*$

6	$(T_{\text{в}}^*)T_{\text{г.max}} = \frac{T_{\text{г.max}}^*}{\Delta_{\text{ТКМ}}^*}, \text{ К}$						
---	--	--	--	--	--	--	--

По результатам расчетов строится (в масштабе) график, содержащий кривые $(T_{\text{в}}^*)\bar{n}_{\text{НДmax}} = f(\bar{n}_{\text{НДпр}})$, $(T_{\text{в}}^*)\bar{n}_{\text{ВДmax}} = f(\bar{n}_{\text{НДпр}})$ и $(T_{\text{в}}^*)T_{\text{г.max}} = f(\bar{n}_{\text{НДпр}})$, как показано на рис. 8.1. Взаимное расположение этих кривых может несколько отличаться от представленного на данном рисунке. При этом значение $T_{\text{в.min}}^*$ принимается равным 213 К (-60°C), а $T_{\text{в.max}}^*$ – наибольшему из полученных в расчете (в таблице 8.1) значению $T_{\text{в}}^*$. Затем на этот же график наносится горизонталь-

ная линия, соответствующая ограничению по запасу устойчивости КНД, т.е. линия $\bar{n}_{\text{НД.пр.max}}$ (рис. 8.1). После этого по точкам пересечения построенных кривых определяются температуры $T_{\text{в1}}^*$, $T_{\text{в2}}^*$ и $T_{\text{в3}}^*$, соответствующие переходу от одного ограничения к другому. Значение $T_{\text{в1}}^*$ уточняется по формуле:

$$T_{\text{в1}}^* = 288 \left(\frac{\bar{n}_{\text{НД.max}}}{\bar{n}_{\text{НД.пр.max}}} \right)^2, \text{ К.} \quad (8.4)$$

При этом возможно, что не все из этих температур (кроме $T_{\text{в1}}^*$) могут быть определены, т.е. не все кривые будут иметь точки пересечения в рассматриваемом диапазоне значений $T_{\text{в}}^*$.

Полученная таким образом линия предельных режимов работы двигателя является основой для формирования программы регулирования двигателя на максимальном режиме.

ТРДД обычно снабжаются системами измерения частот вращения роторов $n_{\text{НД}}$ и $n_{\text{ВД}}$, температуры воздуха на входе $T_{\text{в}}$ и температуры за турбиной $T_{\text{т}}$, по которой можно косвенно следить за температурой перед турбиной $T_{\text{г}}^*$.

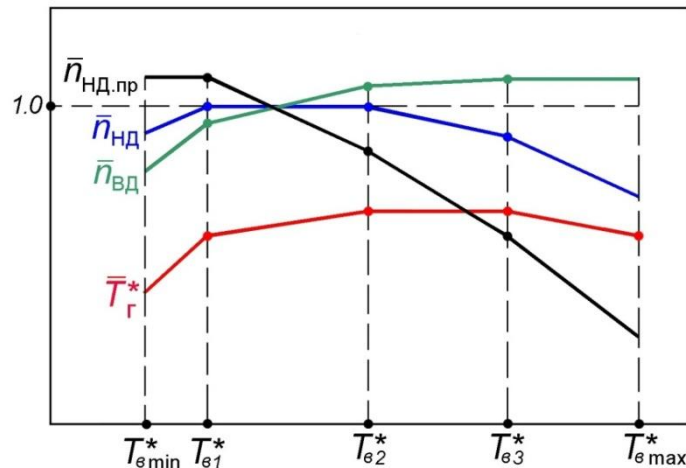


Рис. 8.2. Программа регулирования двигателя на максимальном режиме

Согласно линии предельных режимов при различных значениях $T_{\text{в}}^*$ наступает то или иное ограничение на максимальном режиме работы двигателя.

Для формирования соответствующей программы регулирования двигателя необходимо построить (в масштабе) график по типу рис 8.1, на котором следует отложить $T_{\text{в.min}}^*$ и найденные при построении линии предельных режимов значения температур $T_{\text{в1}}^*$, $T_{\text{в2}}^*$ и $T_{\text{в3}}^*$ и $T_{\text{в.max}}^*$. Затем для каждой из них необходимо определить по линии предельных режимов соответствующие значения $\bar{n}_{\text{НД.пр}}$ и по характеристике ТКМ, представленной в графической форме (см. главу 7, рис. 7.10), определить отвечающие им значения $\bar{n}'_{\text{ВД.пр}}$ и $\Delta_{\text{ТКМ}}^*$. После этого для каждого из рассматриваемых значений $T_{\text{в}}^*$ вычисляются:

$\bar{n}_{\text{НД}} = \bar{n}_{\text{НД,пр}} \sqrt{T_{\text{в}}^*/T_{\text{в.р}}^*}$, $\bar{n}_{\text{ВД}} = \bar{n}'_{\text{ВД,пр}} \sqrt{T_{\text{в}}^*/T_{\text{в.р}}^*}$ и $T_{\text{г}}^* = T_{\text{в}}^* \Delta_{\text{ТКМ}}^*$. Здесь $T_{\text{в.р}}^*$ – температура на входе в двигатель на расчетном режиме его работы. Например, если расчетный режим работы двигателя соответствует условиям $H=0$ и $M_H=0$, то $T_{\text{в.р}}^* = 288$ К. Соответствующие точки наносятся на график рис. 8.2 и соединяются прямыми линиями (хотя это может быть и не совсем точно, так как, например, зависимость $\bar{n}_{\text{НД}}$ от $T_{\text{в}}^*$ при $\bar{n}_{\text{НД,пр}} = \text{const}$ нелинейная).

Все вычисления, необходимые для формирования программы регулирования двигателя на максимальном режиме, удобно представить в виде таблицы по типу таблицы 8.2.

Таблица 8.2

1	Значение температур $T_{\text{в.мин}}^*$, $T_{\text{в1}}^*$, $T_{\text{в2}}^*$, $T_{\text{в3}}^*$ и $T_{\text{в.макс}}^*$ (определить из рис. 8.1)	$T_{\text{в.мин}}^*$	$T_{\text{в1}}^*$	$T_{\text{в2}}^*$	$T_{\text{в3}}^*$	$T_{\text{в.макс}}^*$
2	$\bar{n}_{\text{НД,пр}}$ (определить из рис. 8.1)					

Продолжение табл 8.2

3	$\bar{n}'_{\text{ВД,пр}}$ (определить из характеристики ТКМ (рис. 7.10а) при значении $\bar{n}_{\text{НД,пр}}$ из пункта 3)					
4	$\Delta_{\text{ТКМ}}^*$ (определить из характеристики ТКМ (рис. 7.10б) при значении $\bar{n}_{\text{НД,пр}}$ из пункта 3)					
5	$\bar{n}_{\text{НД}} = \bar{n}_{\text{НД,пр}} \sqrt{T_{\text{в}}^*/T_{\text{в.р}}^*}$					
6	$\bar{n}_{\text{ВД}} = \bar{n}'_{\text{ВД,пр}} \sqrt{T_{\text{в}}^*/T_{\text{в.р}}^*}$					
7	$T_{\text{г}}^* = T_{\text{в}}^* \Delta_{\text{ТКМ}}^*$					

8.2. Расчет эксплуатационных характеристик ТРДДсм

Характеристиками авиационных ГТД называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от условий полета и режима работы двигателя.

К характеристикам ТРДДсм относят высотно-скоростные и дроссельные.

Высотно-скоростными характеристиками (ВСХ) называются зависимости тяги P и удельного расхода топлива $C_{\text{уд}}$ от числа M_H (скорости полета) и высоты полета H на заданном режиме работы двигателя и принятой программе его регулирования. При расчете ВСХ выбирается один из режимов работы двигателя, например, максимальный.

Дроссельными характеристиками (ДХ) двигателя называются зависи-

мости тяги P и удельного расхода топлива $C_{уд}$ от режима работы двигателя при неизменных условиях полета (H, M_H).

При расчете характеристик ТРДДсм используются полученные ранее характеристики ТКМ и программа регулирования двигателя.

8.2.1. Расчет скоростных характеристик

Скоростными характеристиками (СХ) двигателя называются зависимости тяги и удельного расхода топлива от числа M_H (скорости полета) на неизменной высоте полета ($H=const$) при заданном режиме работы двигателя и принятой программе его регулирования.

Расчет скоростной характеристики двигателя (для различных высот полета) на основе полученных ранее характеристик ТКМ для ТРДДсм ведется в следующем порядке.

1. При заданных значениях H и M_H определяются значения параметров атмосферы p_H, T_H и параметров заторможенного потока на входе в КНД, а также скорости полета:

$$T_v^* = T_H(1 + 0,2M_H^2), \text{ К}; \quad p_v^* = p_H \sigma_{вх}(T_v^*/T_H)^{3,5}, \text{ Па};$$

$$a_H = \sqrt{kRT_H}, \text{ м/с}; \quad V = a_H M_H, \text{ м/с}.$$

2. По линии предельных режимов работы двигателя (рис.8.1) находится соответствующее данному значению T_v^* значение $\bar{n}_{НД.пр}$ на максимальном режиме.

3. По характеристике ТКМ находятся соответствующие данным $\bar{n}_{НД.пр}$ значения $\pi_{ТКМ}^*, \tau_{ТКМ}^*, m, G_{в.пр}, G_{т.ч.пр}$.

4. Определяются значения расхода воздуха и топлива:

$$G_B = G_{в.пр} \frac{p_v^*}{101300} \sqrt{\frac{288}{T_v^*}}, \text{ кг/с}; \quad G_{т.ч} = G_{т.ч.пр} \frac{p_v^*}{101300} \sqrt{\frac{T_v^*}{288}}, \text{ кг/ч}.$$

5. Определяются скорость истечения газа c_c , тяга и удельный расход топлива двигателя:

$$\pi_c = \pi_{ТКМ}^* p_v^*/p_H; \quad 1 - 1/e_c = f(\pi_c) \text{ при } k_T = 1,33;$$

$$T_c^* = T_{см}^* = \tau_{ТКМ}^* T_v^*, \text{ К}; \quad c_c = \varphi_c \sqrt{2 c_{p,r} T_c^* \left(1 - \frac{1}{e_c}\right)}, \text{ м/с};$$

$$G_T = G_B(1 - g_{отб}/(1+m)) + G_{т.ч}/3600, \text{ кг/с};$$

$$P = G_T c_c - G_B V, \text{ Н}; \quad C_{уд} = G_{т.ч}/P, \text{ кг/(Н}\cdot\text{ч)}.$$

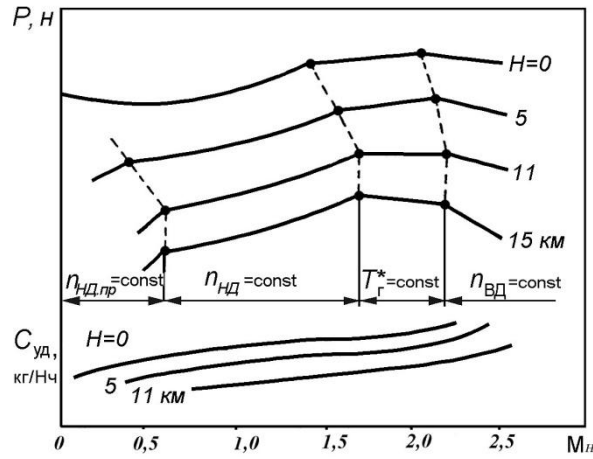


Рис. 8.3. Высотно-скоростная характеристика ТРДДсм (максимальный режим)

Обычно скоростные характеристики двигателей прямой реакции рассчитываются сразу для различных высот полета, а результаты такого расчета строятся на одном графике типа изображенного на рис. 8.3 и называются высотно-скоростными характеристиками двигателя (угловые точки на кривых $C_{уд}=f(M_H)$ при $T_{в6}^*=T_{в1}^*$, $T_{в2}^*$ и $T_{в3}^*$ здесь не показаны).

8.2.2. Расчет высотных характеристик

Высотные характеристик двигателя, то есть зависимости тяги P и удельного расхода топлива $C_{уд}$ от высоты полета H при фиксированном значении M_H и принятой программе его регулирования, рассчитываются по тем же формулам, что и скоростные характеристики.

При построении высотных характеристик в число высот (если часть из них превышает 11 км) обязательно надо включить высоту $H=11$ км, так как кривая зависимости $T_H=f(H)$ для стандартной атмосферы на этой высоте имеет перелом, который обусловит соответствующие переломы на кривых $P=f(H)$ и $C_{уд}=f(H)$.

Примерный характер протекания высотной характеристики ТРДДсм показан на рис. 8.4а (угловые точки на кривых $P=f(H)$ и $C_{уд}=f(H)$, которые могут образоваться при переходе от одного ограничения к другому при изменении T_H и, следовательно $T_{в6}^*$, здесь не отражены). На рис. 8.4б и рис. 8.4в изображены кривые изменения параметров $\pi_{к}^*$, Δ , $P_{уд}$, $G_{в6}$, ρ_H и Q по высоте полета.

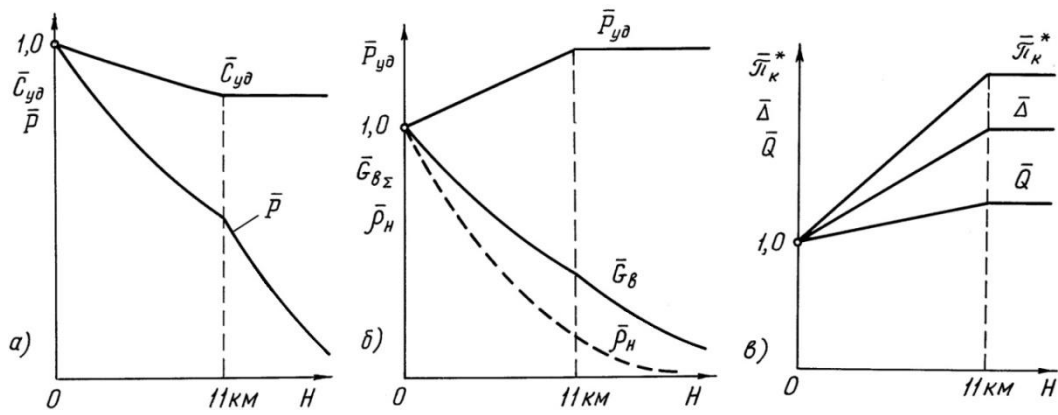


Рис. 8.4. Высотная характеристика ТРДД

8.2.3. Расчет дроссельных характеристик

Дроссельной характеристикой авиационного двигателя прямой реакции называется зависимость тяги и удельного расхода топлива от режима работы двигателя (изменении положения рычага управления двигателем).

Дроссельные характеристики рассчитываются в диапазоне режимов от максимального, соответствующего максимальному значению $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ ($\bar{n}_{\text{нд.пр.max}}$) по линии предельных режимов при данной T_v^* (определяемой условиями полета), до минимального, соответствующего (в данном пособии) минимальному значению $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ из числа полученных при расчете характеристик турбокомпрессорного модуля двигателя ($\bar{n}_{\text{нд.пр.min}}$).

В этом диапазоне выбирается несколько (4...5) значений $\bar{n}_{\text{нд.пр}}$ (включая $\bar{n}_{\text{нд.пр.max}}$ и $\bar{n}_{\text{нд.пр.min}}$) и для каждого из них определяются значения $G_{\text{в.пр}}$, $G_{\text{т.ч.пр}}$, m , $\pi_{\text{ткм}}^*$. Затем проводится вычисление тяги и удельного расхода топлива двигателя по тем же формулам, которые используются при расчете высотно-скоростных характеристик. Примерный вид дроссельной характеристики ТРДДсм показан на рис. 8.5. Дроссельная характеристика представляется кривой, расположенной слева от точки "М" (максимального режима), причем в общем случае чем больше расчетная степень двухконтурности, тем меньшим будет улучшение экономичности двигателя на режимах ниже максимального.

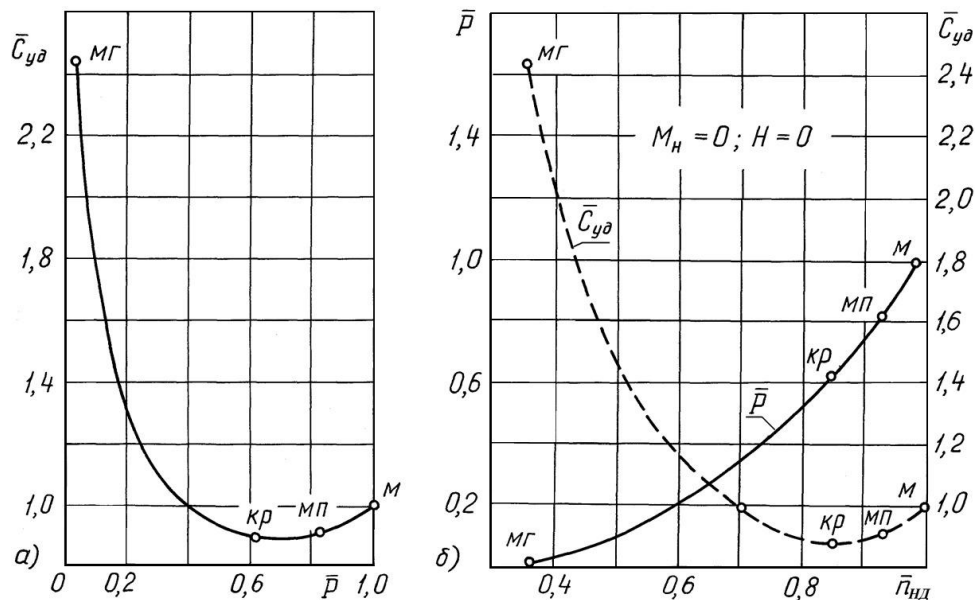


Рис. 8.5. Дроссельная характеристика двигателя

ЛИТЕРАТУРА

1. Котовский В.Н., Комов А.А. Теория авиационных двигателей, часть 1. – М.: МГТУ ГА, 2013.
2. Котовский В.Н., Комов А.А. Теория авиационных двигателей, часть 2. – М.: МГТУ ГА, 2013.
3. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей, часть 1 – М.: Машиностроение, 1977.
4. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей, часть 1. /Под редакцией Ю.Н. Нечаева. – М.: Изд. ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2012.
5. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей, часть 2. /Под редакцией Ю.Н. Нечаева. – М.: Изд. ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2012.
6. Федоров Р.М. Приближенный расчет характеристик нерегулируемых осевых компрессоров. – М.: Журнал «Авиационная промышленность» № 3 – 4, 1995.
7. Котовский В.Н., Лещенко И.А., Федоров Р.М. Теория авиационных двигателей. Пособие по выполнению курсовой работы. – М.: МГТУ ГА, 2013.

Содержание

Введение	3
Глава 1. Основные уравнения движения газа в силовых установках и их элементах.....	3

1.1. Уравнение неразрывности	4
1.2. Уравнение сохранения энергии	5
1.3. Уравнение первого закона термодинамики	8
1.4. Обобщенное уравнение Бернулли	9
Глава 2. Термодинамический расчет двухконтурных двигателей со смешением потоков (ТРДДсм)	14
2.1. Цели и задачи математического моделирования авиационных ГТД	14
2.2. Основные условия и допущения	15
2.3. Основные обозначения и сокращения	16
2.4. Выбор исходных данных	17
2.5. Термодинамический расчет ТРДДсм	18
2.5.1. Определение оптимального значения $\pi_{кНД,опт}^*$	18
2.5.2. Определение параметров двигателя на расчетном режиме его работы	23
Глава 3. Математические модели различной сложности для расчета характеристик компрессоров авиационных ГТД	24
3.1. Одномерные математические модели повенечного расчета характеристик осевых компрессоров авиационных ГТД	24
3.2. Двумерные математические модели повенечного расчета характеристик осевых компрессоров авиационных ГТД	26
3.3. Трехмерные математические модели течения воздуха в компрессорах авиационных ГТД	26
Глава 4. Математические модели для приближенного расчета характеристик компрессоров авиационных ГТД	30
4.1. Результаты анализа экспериментальных характеристик осевых компрессоров	32
4.2. Порядок расчета характеристик компрессора	35
Глава 5. Приближенный расчет характеристик газовой турбины	38
5.1. Основные параметры ступени газовой турбины	38
5.2. Приближенный расчет характеристик газовых турбин	42
Глава 6. Математические модели входных и выходных устройств и камер сгорания авиационных ГТД	50
6.1. Типы применяемых входных устройств, их классификация, основные параметры и математические модели	50
6.2. Типы применяемых выходных устройств, их классификация, основные параметры и математические модели	58
6.3. Типы применяемых камер сгорания, их основные параметры и математические модели	63
6.4. Математические модели авиационного ГТД различной сложности	67
Глава 7. Расчет характеристик газогенератора и турбокомпрессорного модуля ТРДДсм	68

7.1. Определение положения рабочей линии на характеристике КВД	68
7.2. Расчет параметров газогенератора ТРДДсм	71
7.3. Определение режимов совместной работы элементов турбокомпрессорного модуля ТРДДсм	72
7.4. Расчет характеристик турбокомпрессорного модуля ТРДДсм	77
Глава 8. Расчет эксплуатационных характеристик ТРДДсм	80
8.1. Построение линии предельных режимов и формирование программы регулирования двигателя на максимальном режиме	80
8.2. Расчет эксплуатационных характеристик ТРДДсм	84
8.2.1. Расчет скоростных характеристик	85
8.2.2. Расчет высотных характеристик	86
8.2.3. Расчет дроссельных характеристик	87
ЛИТЕРАТУРА.....	88