

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА
С. П. КОРОЛЕВА

В. В. КУЛАГИН

ТЕОРИЯ ВРД

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА УЗЛОВ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Д о п у щ е н о
Государственным комитетом СССР
по народному образованию
в качестве учебного пособия
для студентов авиационных специальностей

Кулагин В. В. ТЕОРИЯ ВРД. Совместная работа узлов и характеристики газотурбинных двигателей. — Куйбышев: КуАИ, 1988. — 240 с.

Излагаются закономерности совместной работы узлов, рассматриваются характеристики газотурбинных двигателей различных типов и схем. Приведены законы и программы регулирования этих двигателей, методы расчета и анализа их характеристик. Отдельные разделы курса обобщены по двигателям различных типов, а за основу принят ТРДД. Книга ориентирована на глубокое освоение методов термогазодинамического анализа, выработку умений применять знания для решения различных по объему и сложности задач, а также на повышение эффективности учебного процесса и развитие творческих способностей студентов.

Учебное пособие предназначено для студентов моторостроительных факультетов авиационных институтов, может быть полезным при изучении основ теории ВРД в других вузах, его целесообразно рекомендовать для самостоятельного изучения соответствующих разделов теории ВРД в рамках ЦИПС — целевой интенсифицированной подготовки специалистов.

Ил. 169, библиогр. — 53 назв.

Рецензенты: кафедра авиационных двигателей УАИ,
главный конструктор Н. Г. Трофимов

От автора

Предлагаемое учебное пособие является продолжением книги «Теория ВРД. Основные закономерности рабочего процесса газотурбинных двигателей» [20]. Оно отличается от известных учебников и уч. пособий методически новым подходом к изложению материала, который заключается в следующем.

Совместная работа узлов и характеристики газотурбинных двигателей выделены в отдельную (четвертую) часть (гл. 11—16). Закономерности, присущие выполненному двигателю, рассматриваются отдельно от тех закономерностей, которые характерны для проектируемого двигателя и изложены в первой книге.

Материал излагается обобщенно, а за основу принят ТРДД: одноконтурные двигатели описываются как частный случай двухконтурных, а одновальные — как частный случай многовальных.

За основу при построении материала принято число регулирующих факторов, т. е. описание закономерностей совместной работы узлов и особенности характеристик двигателей с одним или несколькими регулируемыми факторами представлено в виде отдельных тем (глав).

Рассматриваются «обобщенные характеристики», которые являются необходимым звеном, связывающим высотно-скоростные характеристики с основными закономерностями совместной работы узлов двигателя. Кроме того, они позволяют отказаться от рассмотрения многих «частных» характеристик, а влияние различных факторов на характеристики двигателя анализировать в общем виде.

Методика изложения данного материала основана на логике расчетного определения характеристик двигателя: от совместной работы узлов — к линии совместной работы, от нее (с учетом числа M_n — к обобщенным характеристикам и далее (с учетом принятых законов регулирования) — к высотно-скоростным характеристикам. Поэтому описанию характеристик предшествует изложение методов их расчета и термодинамических основ регулирования ГТД.

Особое внимание уделено анализу характеристик ГТД, в том числе анализу влияния различных факторов (например, изме-

нения площадей характерных сечений) на совместную работу узлов и характеристики, поскольку такой анализ позволяет понять «поведение живого (выполненного) двигателя». Предложенные методы анализа совместной работы узлов и характеристик двигателя основаны на методах расчета характеристик, поэтому изложение методик расчета характеристик подчинено задаче освоения методов их анализа. По мнению автора, которое уже высказывалось в предисловии к первой книге, освоение методов анализа параметров двигателя — ключ к пониманию и освоению теории ГТД.

В книге пять глав. В гл. 11 получены основные уравнения совместной работы узлов двухвального ТРДД с раздельным истечением потоков и проделан их предварительный общий анализ. Проделанный анализ справедлив (за небольшим исключением) для двигателей различных типов и схем, а полученная система уравнений принята в следующих главах за основу при анализе совместной работы узлов рассматриваемых двигателей.

В гл. 12 проанализирована совместная работа узлов ГТД (двухконтурных и одноконтурных, двухвальных и одновальных) с одним регулирующим фактором. Показано, что на характеристиках компрессоров этих двигателей из условия совместной работы узлов однозначно определяется линия совместной работы (при $\lambda_c \geq 1$). А на основании этой линии для каждого принятого числа M_n определяются обобщенные характеристики двигателя, которые представляют собой бесконечное число точек, каждая из которых характеризует множество подобных режимов.

Гл. 13 включает, строго говоря, три темы: термодинамические основы регулирования ГТД, методы расчета и анализа характеристик, характеристики турбореактивных двигателей с одним регулирующим фактором.

В гл. 14 рассматриваются особенности совместной работы узлов для турбореактивных двигателей с двумя и тремя регулируемыми факторами (в основном с регулируемыми площадями характерных сечений) и особенности их характеристик.

Гл. 15 является продолжением гл. 14. В ней описываются особенности двигателей с отбором мощности (ТВД и ТВАД) и с форсажными камерами (ТРДДФ и ТРДФ), которые также являются двигателями с двумя и тремя регулируемыми факторами.

Объем книги не позволяет поместить в ней гл. 16 «Влияние различных факторов на совместную работу узлов и характеристики ГТД», которую предполагается выпустить отдельным изданием.

Учебное пособие написано с учетом новых задач, поставленных научно-технической революцией перед высшей школой. Составлено 126 контрольных вопросов и 70 задач, что позволяет организовать самостоятельное изучение излагаемой части кур-

са под систематическим контролем (приложение 7) и довести его до уровня умений решать различные по объему и сложности задачи.

Введена курсовая работа «Совместная работа узлов и характеристики ГТД» (приложение 8), в которой студент анализирует совместную работу узлов двигателя (проектный термогазодинамический расчет которого выполняется в предыдущей курсовой работе на базе одного из 50-ти современных ГТД (приложение 2), выбирает закон (программу) его регулирования, составляет методику расчета характеристик такого двигателя и рассчитывает климатические, высотные, скоростные или дроссельные характеристики в диалоговом режиме на ЭВМ. Обоснование принятого закона (программы) регулирования и анализ полученных результатов расчета, а также составление методики расчета характеристик являются главным содержанием курсовой работы.

Чтобы научить студента самостоятельно составлять методику расчета характеристик газотурбинных двигателей различных типов и схем, изменен принцип изложения соответствующего материала: методики расчета даются не в обобщенном (тем более, не в готовом) виде, а наоборот, подробно описывается (в 4-х вариантах) подход к составлению методики расчета характеристик двигателя простейшей схемы — одновального ТРД. И в этом случае формулы для расчета, как правило, не приводятся, а делаются ссылки на основные уравнения проектного термогазодинамического расчета. Для двигателей всех остальных типов и схем готовые формулы тем более не приводятся, описываются только особенности расчета в общем виде.

Такой подход к изложению материала и соответствующая организация учебного процесса ориентированы на самостоятельное изучение четвертой части курса и применение полученных знаний для выполнения различных по объему и сложности работ, способствуют глубокому освоению теории двигателей, развитию творческих способностей студентов, повышению качества знаний и эффективности учебного процесса.

В целом книга — обобщение разработок, которые являются результатом многолетних поисков, направленных на совершенствование методов изложения теории двигателей, повышение эффективности учебного процесса и качества знаний. Она написана на основе анализа и систематизации изданных по этому вопросу монографий, учебников и учебных пособий, на материалах прочитанных автором лекций.

Автор выражает признательность коллегам по научной и педагогической работе за полезные советы, которые были сделаны в ходе работы над рукописью, и благодарит Н. Ф. Сидоренко, С. К. Бочкарева и В. В. Мосоулина за большую техническую помощь в создании книги.

Основные условные обозначения

| | |
|--|---|
| $V_{п}$ — скорость полета, м/с | n — частота вращения, 1/с |
| H — высота полета, км | L — удельная работа, Дж/кг (кДж/кг) |
| M — число Маха (отношение скорости потока к скорости звука) | Q_1 — тепло, подведенное к 1 кг рабочего тела в камере сгорания, Дж/кг (кДж/кг) |
| λ — приведенная скорость (отношение скорости потока к критической скорости звука) | Q_2 — тепло, отданное в атмосферу 1 кг выхлопных газов, Дж/кг (кДж/кг) |
| a — скорость звука, м/с | i — энтальпия, Дж/кг (кДж/кг) |
| c — скорость потока, м/с | s — энтропия, Дж/кг·К (кДж/кг·К) |
| p — давление, Па (кПа) | η — коэффициент полезного действия |
| T — температура, К | ΔK_y — запас устойчивой работы компрессора |
| P — тяга двигателя, Н (кН) | m — степень двухконтурности |
| $P_{уд}$ — удельная тяга двигателя, Н·с/кг (кН·с/кг): $P_{уд} = P/G_{\Sigma}$ $P_{уд} G_1 = P/G_1$ | x — коэффициент, характеризующий распределение энергии между контурами |
| $G_{уд}$ — удельный расход топлива, кг/Н·с (кг/кН·ч) | G — массовый расход, кг/с |
| N — мощность, Вт (кВт) | ψ_{j-i} — коэффициент, характеризующий изменение массы рабочего тела между сечениями i и j : $\psi_{j-i} = G_i/G_j$ (индекс j опускается, если он обозначает сечение на входе в компрессор ВХ) |
| C_e — удельный расход топлива ТВД, ТВаД, кг/Вт·с (кг/кВт·ч) | ψ_{Γ} — коэффициент, характеризующий изменение массы воздуха между сечениями Γ и вх |
| M — масса, кг | F — площадь проходного сечения, м ² |
| $\gamma_{дв}$ — удельный вес двигателя | ρ — плотность, кг/м ³ |
| π_V — степень повышения давления во входном устройстве при изэнтропическом торможении | q_T — отношение расхода топлива к расходу воздуха, проходящего через камеру сгорания |
| π_K^* — степень повышения давления в компрессоре | α — коэффициент избытка воздуха |
| π_{Σ} — суммарная степень повышения давления | α_{Σ} — коэффициент избытка воздуха в форсажной камере |
| $\pi_{K\Sigma}^*$ — суммарная степень повышения давления в компрессоре и вентиляторе внутреннего контура | |
| π_T^* — степень понижения давления в турбине | |
| π_c — располагаемая степень расширения газа в сопле | |

| | |
|--|--|
| L_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сжигания 1 кг топлива | $m_{кр}$ — численный коэффициент в уравнении расхода, $(\text{кг} \cdot \text{К} / \text{Дж})^{0,5}$: $m_{кр} = 0,0405$ (для воздуха), $m_{кр,г} = 0,0397$ (для газа) |
| L_{II} — дальность полета, м (км) | σ — коэффициент восстановления полного давления |
| R — универсальная газовая постоянная, Дж/кг·К | φ_c — коэффициент скорости реактивного сопла |
| k, k_z — показатель изэнтропы для воздуха, газа | H_{II} — низшая теплотворность топлива, Дж/кг (кДж/кг) |
| $c_p, c_{p,z}$ — удельная теплоемкость для воздуха, газа, Дж/кг·К (кДж/кг·К) | l — относительная работа: $l_k = L_k / c_p T_{вх}^*$; $l_T = L_T / c_{p2} T_g^*$ |

И н д е к с ы

| | |
|---|-------------------------------|
| * — параметры заторможенного потока | пр — предельный, приведенный |
| в — винт, вентилятор | п.с — подпорные ступени |
| v — воздух | р — расширение |
| ВД — каскад высокого давления | с — сопло, секундный |
| г — газ | с.а — сопловой аппарат |
| ГГ — газогенератор | СД — каскад среднего давления |
| дв — двигатель | сж — сжатие |
| e — эффективный | см — смешение |
| ид — идеальный | с.у — силовая установка |
| исх — исходный | т — турбина, топливо |
| к — компрессор | теп — тепловой |
| кан — канал наружный | ТК — турбокомпрессор |
| кр — крейсерский, критический | уд — удельный |
| к.с — камера сгорания | ф — форсажная камера |
| НД — каскад низкого давления | ч — часовой |
| о — общий | э — эквивалентный |
| 0 — параметры взлетного режима в САУ на уровне моря при $M_n = 0$ | эк — экономический |
| отб — отбор | г — гидравлический |
| opt — оптимальный | т — механический |
| п — полетный | z — изэнтропный |
| | Σ — суммарный |
| | I — внутренний контур ТРДД |
| | II — наружный контур ТРДД |

Основные сечения потока

| | |
|--|--|
| н — невозмущенный поток перед двигателем | с.кр — критическое сечение сопла |
| вх — сечение на входе в компрессор | I — выход из внутреннего контура ТРДД (вход в сопло или камеру смешения) |
| к — сечение за компрессором | II — выход из наружного контура (канала) ТРДД (вход в сопло или камеру смешения) |
| г — сечение перед турбиной | |
| т — сечение на выходе из турбины | |
| ф — выход из форсажной камеры | |
| с — выходное сечение реактивного сопла | |

Сокращения

| | |
|---|--|
| ГДФ — газодинамические функции | ТВВД (ТВД) — турбовинтовентиляторный (турбовинтовой) двигатель |
| ЛА — летательный аппарат | |
| РУД — рычаг управления двигателем | ТРД (Д) — турбореактивный двигатель (двухконтурный) |
| САПР — система автоматизированного проектирования | ТРДД (Ф) — двухконтурный турбореактивный двигатель (с форсажной камерой) |
| САУ — стандартные атмосферные условия | |
| ТВаД — турбовальный двигатель | |

Введение

Изложенная в книге четвертая часть курса теории ВРД посвящена совместной работе узлов выполненного ГТД и рассмотрению его характеристик. Выполненным называют двигатель с заданными площадями характерных сечений. Такой двигатель может существовать в металле, может быть представлен чертежами, а может быть выполнен только его проектный термогазодинамический расчет, по результатам которого определяются площади характерных сечений (гл. 8).

Характеристики двигателя — это зависимости тяги (мощности), расхода топлива, удельных и других параметров от режима работы или от внешних условий. Закономерности изменения удельной тяги и удельного расхода топлива подробно анализировались во второй и третьей частях курса [20]. Однако там они рассматривались не для выполненного, а для проектируемого двигателя, у которого площади характерных сечений не заданы. Эта разница в постановке вопроса весьма существенна и имеет принципиальное значение. Она и явилась основанием для того, чтобы характеристики ГТД выделить в отдельную часть курса.

В случае проектируемого двигателя при анализе зависимости удельных параметров, например от температуры газа перед турбиной, все другие параметры рабочего процесса, КПД узлов и коэффициенты потерь сохраняются неизменными, т. е. анализ выполняется в классической простой постановке.

Для выполненного двигателя изменение температуры газа перед турбиной, например снижение ее за счет уменьшения расхода топлива при снижении режима, ведет к уменьшению работы, развиваемой турбиной, которая становится меньше работы, потребной для вращения компрессора. Это приводит к уменьшению частоты вращения ротора, степени повышения давления в компрессоре и расхода воздуха через двигатель. Снижаются скорости потока, в том числе осевые и окружные составляющие скоростей в проточной части компрессора и турбины, что приводит к изменению углов атаки на лопатках компрессора и турбины, а также к изменению КПД узлов и коэффициентов потерь. Следовательно, на выполненном двигателе при изменении $T_{г}^*$ изменяются все другие параметры рабочего процесса, а также эффективность работы узлов. Поэтому в рас-

смаатриваемом случае анализ зависимости удельных параметров от различных факторов (и, следовательно, анализ характеристик двигателя) существенно сложнее, но и более интересен. Он включает как составную часть анализ совместной работы узлов двигателя, поскольку взаимодействием узлов определяется изменение всех параметров рабочего процесса, КПД узлов и коэффициентов при изменении режима или внешних условий. Такой анализ позволяет понять поведение выполненного двигателя в различных условиях эксплуатации.

Совместная работа узлов представляет, кроме того, самостоятельный интерес, так как ею определяется положение рабочих точек на характеристиках узлов, что позволяет оценить запасы устойчивой работы компрессора, т. е. газодинамическую надежность двигателя. Без анализа взаимодействия узлов нельзя выбрать закон и программу регулирования двигателя и рассчитать его характеристики. Поэтому в предлагаемом учебном пособии анализу совместной работы узлов уделяется основное внимание.

4

СОВМЕСТНАЯ
РАБОТА УЗЛОВ
ГАЗОТУРБИННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ.
ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Общий анализ уравнений совместной работы узлов ГТД

Совместная работа узлов ГТД описывается уравнениями, вид и число которых зависят от типа и схемы двигателя. В гл. 11 совместная работа узлов анализируется, главным образом, на примере двухвального ТРДД с раздельным истечением потоков. Схема этого двигателя — достаточно общая, а полученные закономерности в основном справедливы для газотурбинных двигателей других типов и схем.

Анализ совместной работы узлов газотурбинного двигателя довольно сложен, так как параметры узлов взаимосвязаны и эту связь не всегда можно выразить аналитически. В графическом виде, например, задаются обычно характеристики каждого узла, необходимые для такого анализа. Для упрощения задачи рассмотрим последовательно совместную работу входного устройства и компрессора (§ 11.1), турбины и сопла (§ 11.2), узлов газогенератора (§ 11.3), турбокомпрессора НД (§ 11.4) и в заключение — всех узлов двигателя (§ 11.5).

§ 11.1. Совместная работа входного устройства и компрессора

Совместная работа рассматриваемых узлов удовлетворяет условию неразрывности потока, проходящего через них: $G_H = G_{ВХ}$ (рис. 11.1). Выразим расходы воздуха через параметры потока в сечениях на входе во входное устройство H и в компрессор $ВХ$:

$$\frac{m_{кр} p_H^* F_H q(\lambda_H)}{\sqrt{T_H^*}} = \frac{m_{кр} p_H^* \sigma_{ВХ} F_{ВХ} q(\lambda_{ВХ})}{\sqrt{T_{ВХ}^*}}$$

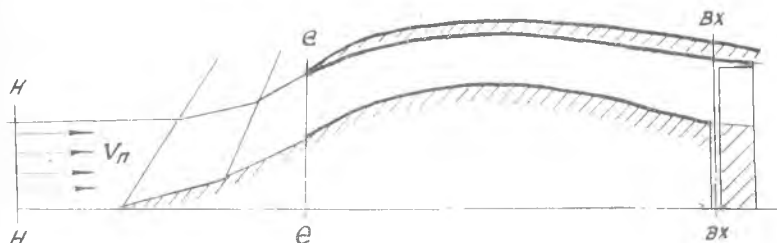


Рис. 11.1. Схема воздухозаборника и компрессора

Поделив левую и правую части равенства на F_e (площадь входа во входное устройство), получим

$$\varphi q(\lambda_{II}) = \sigma_{вх} \overline{F}_{вх} q(\lambda_{вх}), \quad (11.1)$$

где $\varphi = F_{II}/F_e$ — коэффициент расхода для входного устройства, он однозначно определяет площадь потока в сечении II и, следовательно, расход воздуха через входное устройство при заданных внешних атмосферных условиях и скорости полета; $\overline{F}_{вх} = F_{вх}/F_e$ — относительная площадь входа в компрессор.

В (11.1) величина λ_{II} , характеризующая скорость полета, является независимой переменной, $\lambda_{вх}$ задается режимом работы компрессора. Неизвестные φ и $\sigma_{вх}$ могут быть определены из этого уравнения, поскольку между ними существует связь, накладываемая характеристикой входного устройства.

Для дозвукового входного устройства положение рабочей точки на его характеристике и значение $\sigma_{вх}$ практически однозначно определяются приведенной скоростью на входе в компрессор (рис. 11.2), поэтому из уравнения неразрывности (11.1) определяется коэффициент расхода φ . На рабочих режимах коэффициент восстановления давления $\sigma_{вх}$ изменяется в пределах 1—2%, коэффициент расхода для дозвукового воздухозаборника φ зависит от режима работы компрессора, варьируя от нуля при $\lambda_{вх} = 0$ до ∞ при $\lambda_{II} = 0$ и $\lambda_{вх} > 0$. Следовательно, дозвуковой воздухозаборник не ограничивает расход воздуха. Величина расхода определяется компрессором и зависит от воздухозаборника только из-за изменения коэффициента $\sigma_{вх}$, снижение которого приводит к пропорциональному уменьшению расхода воздуха.

Для сверхзвукового входного устройства величина $\sigma_{вх}$ зависит от числа M_{II} и коэффициента расхода φ (рис. 11.3): $\sigma_{вх} = f(M_{II}, \varphi)$. Как известно из газовой динамики, φ зависит от

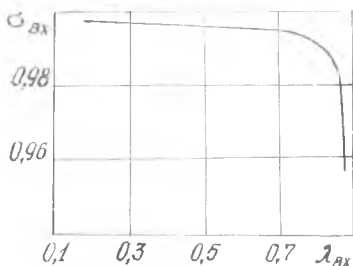


Рис. 11.2. Характеристика дозвукового воздухозаборника

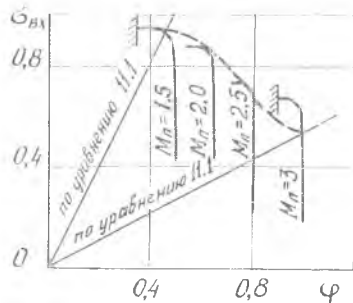


Рис. 11.3. Характеристика сверхзвукового регулируемого входного устройства с линией совместной работы для $\lambda_{вх} = \text{const}$ (— — —)

условий течения сверхзвукового потока на входе во входное устройство и при постоянном числе M_{II} сохраняется примерно постоянным. Поэтому по уравнению (11.1) определяется коэффициент восстановления давления $\sigma_{вх}$. Для каждого числа M_{II} при постоянных значениях $\overline{F}_{вх}$ и $\lambda_{вх}$ уравнение (11.1) дает линейную зависимость $\sigma_{вх}$ от φ (см. рис. 11.3). Точка пересечения этой прямой с характеристикой $\sigma_{вх} = f(\varphi)$ при соответствующем числе M_{II} удовлетворяет условию равенства расходов воздуха через сечения II и $ВХ$ и является, следовательно, точкой, характеризующей совместную работу воздухозаборника и компрессора.

Таким образом, при решении уравнения (11.1) с учетом характеристик воздухозаборника определяется линия совместной работы входного устройства и компрессора (штриховая линия на рис. 11.3) и зависимость коэффициентов $\sigma_{вх}$ и φ от числа M_{II} при заданном изменении $\lambda_{вх}$ по M_{II} .

Оптимальное положение линии совместной работы, а следовательно и максимальное значение $\sigma_{вх}$, обеспечиваются путем согласования работы входного устройства и компрессора и регулирования входного устройства (изменения коэффициента расхода φ).

Из уравнения (11.1) также следует, что величина $\sigma_{вх}$ при данном числе M_{II} зависит от приведенной скорости на входе из входного устройства. Это объясняется тем, что φ на режимах сверхзвукового обтекания (т. е. расход воздуха через входное устройство) определяется полетными условиями. Поэтому увеличение приведенной скорости $\lambda_{вх}$, т. е. пропускной способности компрессора, приводит к снижению давления воздуха в сечении $ВХ$ вследствие отсасывающего действия компрессора, и замыкающий скачок из горла входного устройства перемещается по потоку к компрессору. Скорость перед скачком увеличивается, интенсивность скачка возрастает, в результате $\sigma_{вх}$ уменьшается.

Итак, характер совместной работы дозвукового входного устройства и компрессора принципиально отличается от работы сверхзвукового входного устройства с компрессором. В первом случае расход воздуха через систему задается режимом работы компрессора, а коэффициент расхода φ определяется из условия неразрывности. Во втором случае расход воздуха через систему и коэффициент расхода задаются режимом работы входного устройства, а коэффициент восстановления давления $\sigma_{вх}$ определяется из условия неразрывности потока при заданном значении $\lambda_{вх}$. Подчеркнем, что $\sigma_{вх}$ определяется в этом случае не гидравлическими и газодинамическими потерями, как для проектируемого воздухозаборника, а из условия совместной работы узлов. Это наиболее характерная особенность работы сверхзвукового воздухозаборника в системе двигателя.

Поскольку величина $\sigma_{вх}$ оказывает значительное влияние

на удельную тягу и удельный расход топлива (§ 8.5)*, то, следовательно, совместная работа рассмотренных узлов оказывает существенное влияние на эффективность работы двигателя в целом.

§ 11.2. Совместная работа турбины и сопла

Совместная работа турбины и сопла рассматривается применительно к схеме двухвального ТРДД с отдельным истечением потоков (см. рис. 1.1)*. Полученные закономерности справедливы и для ГТД других типов и схем, за исключением ТРДД со смешением потоков. В гл. 15 показано, что эти закономерности распространяются также на работу турбореактивного двигателя с форсажной камерой.

Характеристика выходного сопла. Обычно задается как зависимость коэффициента расхода μ_c и коэффициента потерь скорости φ_c от степени расширения газа в сопле: $\mu_c = f(\pi_c)$, $\varphi_c = f(\pi_c)$. Коэффициентом расхода называют отношение действительного расхода рабочего тела, протекающего через выходное сечение, к идеальному. Он входит в формулу действительного расхода газа через сопло:

$$G_c = \frac{m_{кр.з} p_c^* q(\lambda_{с.кр}) p_c F_{с.кр}}{\sqrt{T_c^*}}$$

Из этой формулы следует, что при заданных в минимальном сечении сопла значениях температуры T_c^* и давления p_c^* расход газа определяется произведением $q(\lambda_{с.кр}) \mu_c F_{с.кр}$, которое будем называть пропускной способностью сопла. При постоянном значении площади $F_{с.кр} = \text{const}$ пропускная способность однозначно определяется произведением коэффициента расхода на приведенную плотность тока $\mu_c q(\lambda_{с.кр})$. А если изменением коэффициента расхода пренебречь, то она определяется приведенной плотностью тока или, как уже отмечалось, приведенной скоростью.

Поскольку плотность тока $q(\lambda_{с.кр})$ зависит от π_c и φ_c , то на характеристику сопла (рис. 11.4) вместо значения μ_c целесообразно (для удобства последующего анализа) нанести произведение $\mu_c q(\lambda_{с.кр})$.

Характеристика турбины. Обычно задается как зависимость критериальных параметров в функции двух переменных. Она может быть представлена, например, в виде зависимости КПД η_T^* и произведения коэффициента расхода на плотность тока в минимальном сечении первого соплового аппарата от степени понижения давления и приведенной окружной скорости λ_u :

$$\eta_T^* = f_1(\pi_T^*, \lambda_u); \quad p_{с.а} q(\lambda_{с.а}) = f(\pi_T^*, \lambda_u).$$

* Здесь и далее ссылка на [20].

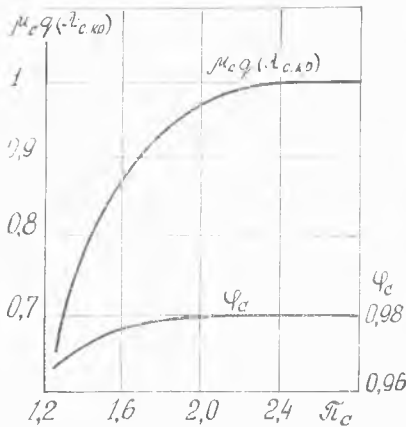


Рис. 11.4. Характеристика сопла

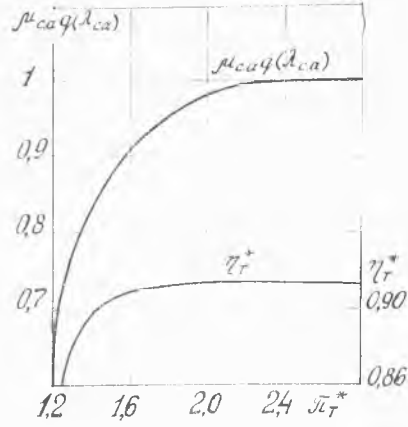


Рис. 11.5. Характеристика турбины

Однако работе многовалвных двигателей на основных эксплуатационных режимах соответствует незначительное изменение положения рабочих точек на характеристике турбины НД, а на характеристике турбины ВД оно практически не изменяется. Следовательно, приведенная окружная скорость λ_u этих турбин изменяется также незначительно. С другой стороны, и зависимость параметров турбины от λ_u при изменении ее в небольшом интервале незначительна. Поэтому в рассматриваемом случае характеристика турбины с достаточной точностью может быть выражена как функция одной переменной (рис. 11.5):

$$\mu_{c,a} q(\lambda_{c,a}) = f(\pi_T^*); \quad \eta_T^* = f_1(\pi_T^*).$$

что позволяет значительно упростить анализ совместной работы узлов ГТД.

Произведение $\mu_{c,a} q(\lambda_{c,a})$, как и $\mu_c q(\lambda_{c,кр})$, определяет расход газа через турбину при заданных значениях $F_{c,a}$, p_T^* , T_T^* , т. е. характеризует пропускную способность турбины.

Уравнение неразрывности потока. Турбина НД и сопло (см. рис. 1.1) связаны условием неразрывности потока. Уравнение неразрывности запишем для сечений на входе в турбину гНД и на выходе из сопла *С.КР*, точнее, для минимальных (критических) сечений на выходе из первого соплового аппарата с.аНД и сопла *С.КР*:

$$G_c = G_{c,аНД} \psi_{c,а-с},$$

где $\psi_{c,а-с} = 1 + G_{охл} / G_{c,аНД}$ — коэффициент, характеризующий изменение массы рабочего тела между сечениями с.аНД и *С.КР*, здесь $G_{охл}$ — расход охлаждающего воздуха, поступающего в газовый тракт между сечениями с.аНД и *С.КР*.

Выразим расходы G_c и $G_{c.a \text{ ИД}}$ через параметры рабочего тела в критических сечениях сопла и первого соплового аппарата ТНД:

$$\frac{m_{кр} p_T^* \sigma_c q(\lambda_{c,кр}) \mu_c F_{c,кр}}{\sqrt{T_T^*}} = \frac{m_{кр} p_{г \text{ ИД}}^* \sigma_{c.a} q(\lambda_{c.a \text{ ИД}}) \mu_{c.a} F_{c.a \text{ ИД}}}{\sqrt{T_{г \text{ ИД}}^*}} \nu_{c.a-c},$$

где под $T_{г \text{ ИД}}^*$ подразумевается, строго говоря, полная температура рабочего тела в минимальном сечении первого соплового аппарата ТНД. Если сопловой аппарат неохлаждаемый, то

$$T_{c.a \text{ ИД}}^* = T_{г \text{ ИД}}^*.$$

Откуда

$$\frac{F_{c,кр} \mu_c q(\lambda_{c,кр})}{F_{c.a \text{ ИД}} \mu_{c.a} q(\lambda_{c.a \text{ ИД}})} = \pi_{г \text{ ИД}}^* \sqrt{1 - l_{г \text{ ИД}}} \frac{\sigma_{c.a}}{\sigma_c} \nu_{c.a-c}, \quad (11.2)$$

где $l_{г \text{ ИД}} = (1 - 1/\pi_{г \text{ ИД}}^*) \eta_{г \text{ ИД}}^* = \frac{l_{г \text{ ИД}}}{c_{p,z} T_{г \text{ ИД}}^*}$ — относительная работа ТНД — отношение удельной работы турбины ИД к энтальпии рабочего тела на входе в нее.

Уравнение (11.2) можно упростить, поскольку многие входящие в него величины на основных рабочих режимах сохраняются постоянными или изменяются незначительно, и допустимо принять:

$$\frac{\mu_c}{\mu_{c.a}} = 1; \quad \frac{\sigma_{c.a}}{\sigma_c} \nu_{c.a-c} = 1 \quad \text{и} \quad q(\lambda_{c.a \text{ ИД}}) = 1.$$

Тогда

$$\frac{F_{c,кр}}{F_{c.a \text{ ИД}}} q(\lambda_{c,кр}) = \pi_{г \text{ ИД}}^* \sqrt{1 - l_{г \text{ ИД}}}. \quad (11.2, a)$$

Из (11.2,а) следует, что на режимах сверхкритического истечения газа из сопла, т. е. при $q(\lambda_{c,кр}) = 1$, степень понижения давления газа в турбине ИД практически однозначно определяется отношением площадей $F_{c,кр}/F_{c.a \text{ ИД}}$, а следовательно, при нерегулируемых площадях величина $\pi_{г \text{ ИД}}^*$ постоянна. (В этом случае изменяющиеся внешние условия не влияют на пропускную способность сопла и работу турбины, так как малые возмущения не распространяются против течения сверхзвукового потока. Турбина газодинамически «заперта» звуковым потоком).

На режимах докритического истечения газа из сопла при $F_{c,кр}/F_{c.a \text{ ИД}} = \text{const}$ величина $\pi_{г \text{ ИД}}^*$ определяется относительной плотностью тока. А поскольку относительная плотность

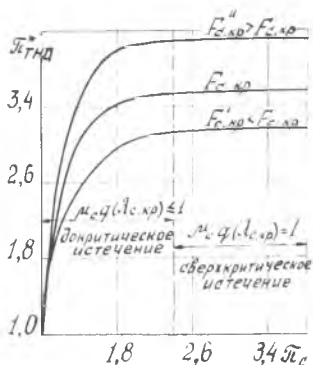


Рис. 11.6. Зависимость $\pi_{ТНД}^* = f(\pi_c)$, получаемая из условия совместной работы турбины и сопла для разных площадей $F_{с.кр}$

критического и сверхкритического (рис. 11.6) истечения газа из сопла, $\pi_{ТНД}^*$ изменяется только при докритическом истечении газа из сопла вследствие изменения $\mu_c q(\lambda_{с.кр})$.

Таким образом, проделанный анализ показал, что на выполненном двигателе степень понижения давления $\pi_{ТНД}^*$ определяется из условия совместной работы турбины и сопла, в отличие от проектируемого двигателя, на котором $\pi_{ТНД}^*$ определяется из условия баланса мощности турбины и компрессора (см. § 8.2 и § 8.3).

Влияние регулирования турбины и сопла. Как отмечалось, в общем случае $\pi_{ТНД}^*$ зависит от отношения $F_{с.кр}/F_{с.а}$. Поэтому степень понижения давления газа в турбине можно изменять путем регулирования площадей минимального сечения сопла и соплового аппарата турбины. Уменьшение площади выходного сечения $F_{с.кр}$ приводит к снижению $\pi_{ТНД}^*$ (см. рис. 11.6), что объясняется уменьшением пропускной способности сопла: через уменьшенную площадь сечения газ может пройти только при увеличенном давлении P_T^* , что приводит к уменьшению $\pi_{ТНД}^*$. При уменьшении площади $F_{с.а.нд}$ значение $\pi_{ТНД}^*$ возрастает. (Уменьшение $F_{с.кр}$ и $F_{с.а.нд}$ приводит к повышению давления. Но в первом случае давление повышается за турбиной, и это ведет к снижению $\pi_{ТНД}^*$. Во втором случае давление растет перед турбиной, в результате степень понижения давления в турбине повышается).

Особенности многокаскадной турбины. Уравнение (11.2) описывает совместную работу турбины и сопла как многовальных ГТД, так и одновального двигателя. Оно описывает также со-

тока зависит только от степени расширения газа π_c (см. рис. 11.4), то, следовательно, из условия совместной работы турбины и сопла однозначно определяется зависимость $\pi_T^* = f(\pi_c)$.

Эта зависимость может быть рассчитана в следующей последовательности: задаемся различными значениями степени понижения давления в турбине; по характеристике турбины находим $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а})$ и $\eta_{ТНД}$; далее по уравнению (11.2) определяем $\mu_c q(\lambda_{с.кр})$, а по характеристике сопла — степень расширения газа в сопле π_c .

Результаты расчета свидетельствуют, что турбина и сопло имеют две характерные зоны работы: докритического и сверхкритического

вместную работу двух соседних турбин, работающих в системе многовального ГТД. Например, для турбин ВД и НД двухвального двигателя уравнение неразрывности имеет вид:

$$\frac{\mu_{с.а.НД} q(\lambda_{с.а.НД}) F_{с.а.НД}}{\mu_{с.а.ВД} q(\lambda_{с.а.ВД}) F_{с.а.ВД}} = \pi_{ТВД}^* \sqrt{1 - l_{ТВД} v_{г-гНД}}, \quad (11.2, б)$$

где $l_{ТВД} = (1 - 1/\pi_{ТВД}^*) \eta_{ТВД}^* = \frac{L_{ТВД}}{c_{p,г} T_{г}^*}$ — отношение удельной работы турбины ВД к энтальпии рабочего тела на входе в нее.

Результаты совместного решения уравнений неразрывности (11.2) и (11.2, б) с учетом характеристик турбин и сопла показаны на рис. 11.7. Как видно из рисунка, *совместная работа двухвальной турбины и сопла подчиняется таким же закономерностям, как и работа одновальной турбины.* Особенность заключается в том, что даже при докритическом истечении газа из сопла (но при $\pi_c > 1,4$) степень понижения давления в турбине высокого давления $\pi_{ТВД}^*$ изменяется незначительно, что объясняется особенностями изменения пропускной способности по степени понижения давления (см. рис. 11.4 и 11.5): кривая, характеризующая пропускную способность $\mu_i q(\lambda_i)$, при больших значениях π изменяется всегда полого, а при малых π — круто.

* * *

Рассмотренные закономерности изменения степени понижения давления π_i^* по π_c важны для последующего анализа совместной работы узлов двигателей различных типов и их характеристик. Так, на основных режимах работы ТРД при различных внешних условиях степень расширения газа в сопле хотя и изменяется в широких пределах, обычно бывает сверхкритической, поэтому при анализе совместной работы узлов этого двигателя можно принять $\pi_{г}^* = \text{const}$. С еще большим основанием это относится к $\pi_{ТВД}^*$ многовальных ГТД.

Для ТВД область основных рабочих режимов лежит в зоне докритического истечения газа из сопла. Поэтому изменение внешних условий или режима работы приводит не только к изменению π_c , но и к значительному изменению степени понижения давления в турбине (см. рис. 11.6).

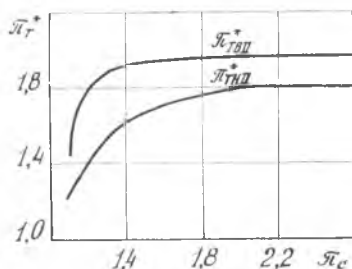


Рис. 11.7. Зависимость степени понижения давления в турбинах ВД и НД от степени расширения газа в сопле

Область рабочих режимов для ТРДД лежит между зонами режимов для ТРД и ТВД, причем с увеличением степени двухконтурности она сдвигается в сторону меньших значений π_c , что оказывает существенное влияние на особенности изменения $\pi_{\text{ТНД}}$.

§ 11.3. Совместная работа узлов газогенератора

Компрессор, камера сгорания и турбина составляют газогенератор. Это наиболее сложные узлы, которые требуют длительной доводки в процессе создания двигателя. Газогенератор входит в схему любого ГТД, и рассмотренные закономерности совместной работы его узлов одинаково справедливы как для многовальных двигателей, так и для одновального ТРД.

11.3.1. Совместная работа камеры сгорания и турбины ВД

Работа камеры сгорания и турбины удовлетворяет условию неразрывности потока. Уравнение неразрывности запишем для сечений на выходе из компрессора K и на выходе из первого соплового аппарата турбины $C.A$:

$$G_2 = G_K - G_{\text{охл}} - G_{\text{отб}} - G_{\text{ут}} + G_T = G_K \gamma_{K-C.A},$$

где $\gamma_{K-C.A}$ — коэффициент, характеризующий изменение массы рабочего тела между сечениями K и $C.A$; $G_{\text{охл}}$ — расход воздуха, отбираемого на охлаждение узлов горячей части; $G_{\text{отб}}$ — расход воздуха, отбираемого на самолетные нужды; $G_{\text{ут}}$ — утечка воздуха; G_T — расход топлива через камеру сгорания.

Выразим G_2 и G_K через параметры потока в критическом сечении первого соплового аппарата турбины $C.A$ и в сечении за компрессором:

$$\frac{m_{\text{кр},2} P_K^* \sigma_{c,a} q(\lambda_{c,a}) \nu_{c,a} F_{c,a}}{\sqrt{T_T^*}} = \frac{m_{\text{кр}} P_K^* q(\lambda_K) F_K}{\sqrt{T_K^*}} \gamma_{K-C.A}.$$

Здесь и далее через T_T^* обозначается, строго говоря, полная температура газа в минимальном сечении соплового аппарата турбины.

Полученное выражение представим в виде

$$q(\lambda_K) = \frac{q(\lambda_{c,a}) \sigma_{c,c} \sigma_{c,a}}{\sqrt{T_T^*/T_K^*} \gamma_{K-C.A}} \frac{m_{\text{кр},2} \nu_{c,a} F_{c,a}}{m_{\text{кр}} F_K}. \quad (11.3)$$

Из данного уравнения следует, что приведенная скорость за компрессором зависит от коэффициентов восстановления полного давления $\sigma_{к.с}$ и $\sigma_{с.а}$, пропускной способности соплового аппарата $q(\lambda_{с.а})\mu_{с.а}F_{с.а}$, от коэффициента $v_{к-с.а}$ и степени подогрева газа в камере сгорания $T_{г}/T_{к}^*$. При уменьшении $\sigma_{к.с}$ или $\sigma_{с.а}$ плотность газа уменьшается, что ведет к снижению $\lambda_{к}$. Пропускная способность $q(\lambda_{с.а})\mu_{с.а}F_{с.а}$ может изменяться при изменении площади минимального сечения соплового аппарата турбины $F_{с.а}$ или приведенной скорости $\lambda_{с.а}$ в этом сечении. Снижение $q(\lambda_{с.а})\mu_{с.а}F_{с.а}$ в обоих случаях приводит к уменьшению $\lambda_{к}$. В результате уменьшения отбора воздуха на самолетные нужды $G_{отб}$ (увеличения $v_{к-с.а}$) приведенная скорость $\lambda_{к}$ снижается, что объясняется уменьшением пропускной способности сети самолетного отбора, на которую также работает компрессор.

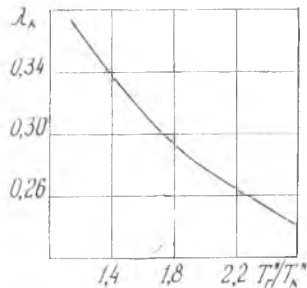


Рис. 11.8. Зависимость приведенной скорости за компрессором от степени подогрева газа в камере сгорания

Обычно в большом диапазоне летных условий на основных режимах работы двигателя $v_{к-с.а}$ изменяется незначительно, в пределах 2—4% (отбор воздуха на самолетные нужды, а также регулируемый отбор воздуха на охлаждение турбины здесь не рассматриваются). Изменением коэффициентов восстановления давления $\sigma_{к.с}$ и $\sigma_{вх}$ можно пренебречь, а пропускная способность соплового аппарата сохраняется практически постоянной, так как приведенная скорость в минимальном сечении на выходе из соплового аппарата турбины изменяется незначительно. Поэтому $\lambda_{к}$ изменяется, главным образом, вследствие изменения степени подогрева газа в камере сгорания. С увеличением $T_{г}/T_{к}^*$ приведенная скорость $\lambda_{к}$ снижается из условия неразрывности потока (рис. 11.8), что является следствием уменьшения плотности газа на выходе из камеры сгорания.

Итак, приведенная скорость на входе в камеру сгорания $\lambda_{к}$, а следовательно и пропускная способность сети за компрессором, определяются в основном пропускной способностью турбины и степенью подогрева газа в камере сгорания.

11.3.2. Совместная работа компрессора и расположенной за ним сети

Запишем условие неразрывности для сечений на входе в компрессор вхВД и камеру сгорания К (см. рис. 1.1), т. е. условие совместной работы компрессора и камеры сгорания, точ-

нее — совместной работы компрессора и расположенной за ним сети:

$$\frac{m_{кр} p_k F_k q(\lambda_k)}{\sqrt{T_k^*}} = \frac{m_{кр} p_{вх ВД}^* F_{вх ВД} q(\lambda_{вх ВД}) \gamma_{вх ВД-к}}{\sqrt{T_{вх ВД}^*}}$$

Отсюда

$$q(\lambda_{вх ВД}) = q(\lambda_k) \frac{\pi_{кВД}^*}{\sqrt{1 + l_{кВД}}} \frac{F_k}{F_{вх ВД}} \frac{1}{\gamma_{вх ВД-к}}, \quad (11.4)$$

где $l_{кВД} = \left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \pi_{кВД}^* - 1\right) \frac{1}{\eta_{кВД}} = \frac{L_{кВД}}{c_p T_{вх ВД}^*}$ — относительная работа КВД,

т. е. отношение удельной работы КВД к энтальпии на входе в него.

Уравнение (11.4) связывает величины $\pi_{кВД}^*$ и $q(\lambda_{вх ВД})$, определяющие положение рабочей точки на характеристике компрессора, с приведенной скоростью на выходе из компрессора. Характеристику компрессора в этом случае следует рассматривать как зависимость степени повышения давления и КПД от плотности тока на входе в компрессор и приведенной частоты вращения ротора:

$$\pi_{кВД}^* = f \left[q(\lambda_{вх ВД}), n_{пр.вх ВД} \right]; \quad \eta_{кВД} = f_1 \left[q(\lambda_{вх ВД}), n_{пр.вх ВД} \right].$$

При постоянной приведенной скорости λ_k уравнение (11.4) выражается в виде линии на характеристике компрессора (рис. 11.9), которую назовем линией постоянной пропускной способности сети, расположенной за компрессором ($\lambda_k = \text{const}$).

Уменьшение λ_k , т. е. уменьшение пропускной способности этой линии вверх (при $n_{пр.вх ВД} = \text{const}$).

Уравнение (11.4) справедливо и для случая работы компрессора в системе многовального двигателя, например, компрессора СД и расположенного за ним компрессора ВД (см. рис. 1.6). По этому уравнению на характеристику компрессора СД (или компрессора НД двухвального ТРД) можно нанести линии постоянной пропускной способности $\lambda_{вх ВД} = \text{const}$.

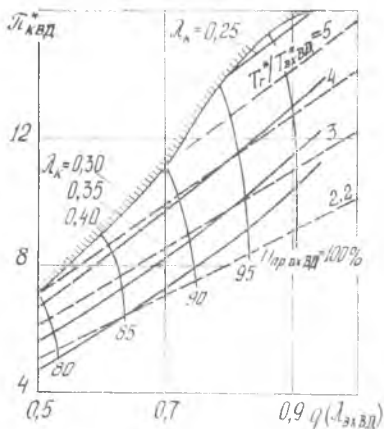


Рис. 11.9. Характеристика компрессора с линиями $\lambda_k = \text{const}$ (—) и $T_{г}^*/T_{вх ВД}^* = \text{const}$ (---)

11.3.3. Совместная работа компрессора и турбины ВД

Работа компрессора и турбины на установившихся режимах должна удовлетворять трем условиям: неразрывности потока; баланса мощности; равенства (соответствия) частот вращения роторов.

Характеристику турбины будем рассматривать как зависимость $\mu_{с.а}q(\lambda_{с.а})$ и КПД от степени понижения давления (см. рис. 11.5). В этом случае она не зависит от частоты вращения ротора, поэтому третье условие совместной работы компрессора и турбины не рассматривается.

Уравнение неразрывности потока. Для сечения на входе в компрессор и для критического сечения первого соплового аппарата турбины его можно получить, если в исходном уравнении $G_2 = G_{вхВД} \nu_\Gamma$ расходы рабочего тела G_2 и $G_{вхВД}$ выразить через параметры рабочего тела в рассматриваемых сечениях. Уравнение неразрывности потока можно получить и в результате совместного решения уравнений (11.3) и (11.4):

$$q(\lambda_{вхВД}) = \frac{\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а}) \sigma_{к.с} \sigma_{с.а}}{V T_\Gamma^* / T_k^* \nu_\Gamma} \frac{m_{кр.2} F_{с.а}}{m_{кр} F_{вхВД}} \frac{\pi_{квд}^*}{V 1 + l_{квд}}$$

где $\nu_\Gamma = \nu_{вхВД \rightarrow к} \nu_{к \rightarrow \Gamma}$ — коэффициент изменения массы рабочего тела между сечениями на входе в компрессор и минимальным сечением соплового аппарата турбины.

После преобразования получим:

$$q(\lambda_{вхВД}) = \frac{\pi_{квд}^*}{V T_\Gamma^* / T_{вхВД}^*} \Lambda, \text{ где } \Lambda = \frac{m_{кр.2}}{m_{кр}} \frac{F_{с.а}}{F_{вхВД}} \frac{\sigma_{к.с} \sigma_{с.а}}{\nu_\Gamma} \mu_{с.а} q(\lambda_{с.а}). \quad (11.5)$$

Для двигателя с нерегулируемыми проходными сечениями и без отбора воздуха на самолетные пужды величина Λ на большинстве рабочих режимов сохраняется примерно постоянной. Тогда на основе уравнения (11.5) на характеристику компрессора можно нанести линии постоянного отношения температур $T_\Gamma^* / T_{вхВД}^*$: прямые, исходящие из точки с координатами $\pi_{квд}^* = 0$ и $q(\lambda_{вхВД}) = 0$ (см. рис. 11.9). При $T_\Gamma^* / T_{вхВД}^* = \text{const}$ плотность тока $q(\lambda_{вхВД})$ изменяется пропорционально степени повышения давления в компрессоре $\pi_{квд}^*$, поскольку при принятых условиях расход воздуха через минимальное сечение соплового аппарата турбины определяется давлением p_k^* . При $\pi_k^* = \text{const}$ значение $q(\lambda_{вхВД})$ изменяется обратно пропорционально $V T_\Gamma^* / T_{вхВД}^*$ вследствие изменения степени подогрева газа в камере сгорания и соответственно пропускной способности сети за компрессором.

Величина A в общем случае может изменяться при регулировании характерных сечений $F_{\text{вхВД}}$ и $F_{\text{с.а}}$, при изменении количества воздуха, отбираемого на самолетные нужды (v_{Γ}), или вследствие изменения $\sigma_{\text{к.с}}$, $\sigma_{\text{с.а}}$ и $\mu_{\text{с.а}}q(\lambda_{\text{с.а}})$. Пропускная способность $\mu_{\text{с.а}}q(\lambda_{\text{с.а}})$ зависит также от режима работы турбины (см. рис. 11.5). Из выражения (11.5) следует, что уменьшение $F_{\text{с.а}}$, $\sigma_{\text{к.с}}$, $\sigma_{\text{с.а}}$ и $\mu_{\text{с.а}}q(\lambda_{\text{с.а}})$ или увеличение v_{Γ} и $F_{\text{вхВД}}$ приводит к уменьшению $q(\lambda_{\text{вхВД}})$ при $T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^* = \text{const}$, $\pi_{\text{в}}^* = \text{const}$ (рабочая точка на характеристике компрессора смещается к границе неустойчивой работы), что во всех случаях объясняется, как показывает анализ уравнений (11.3) и (11.4), уменьшением пропускной способности сети за компрессором, т. е. снижением $\lambda_{\text{к}}$.

Проведенный анализ свидетельствует о том, что положение линий $T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^* = \text{const}$ на характеристике компрессора, а следовательно и рабочей точки при заданных значениях $\pi_{\text{в}}^*$ и $T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^*$, зависит от факторов, действие которых распространяется на участок проточной части от входа в компрессор до минимального сечения первого соплового аппарата турбины.

Уравнение баланса мощности. Для турбины и компрессора ВД представим его в следующем виде:

$$N_{\text{ТВД}} \eta_{\text{мВД}} = N_{\text{КВД}} + N_{\text{пот.}}$$

Развиваемая турбиной мощность $N_{\text{ТВД}}$ расходуется на привод компрессора $N_{\text{КВД}}$ и, в общем случае, — на нужды потребителя $N_{\text{пот.}}$, например, на привод самолетных агрегатов, электрогенератора или винта (в случае одновального ТВД). Механический КПД $\eta_{\text{мВД}}$ учитывает потери мощности в трансмиссии и на привод агрегатов, обслуживающих двигатель.

Проброобразуем уравнение баланса мощности:

$$N_{\text{КВД}} = N_{\text{ТВД}} \eta_{\text{мВД}} \left(1 - \frac{N_{\text{пот.}}}{N_{\text{ТВД}} \eta_{\text{мВД}}} \right).$$

Введем коэффициент, учитывающий отбор мощности потребителю:

$$\eta_{\text{отбВД}} = \left(1 - \frac{N_{\text{пот.}}}{N_{\text{ТВД}} \eta_{\text{мВД}}} \right).$$

С увеличением отбираемой мощности $N_{\text{пот.}}$ коэффициент $\eta_{\text{отбВД}}$ уменьшается. Для ТВД он существенно меньше единицы и изменяется при изменении режима работы двигателя и внешних условий. Для ТРД отбираемая мощность равна нулю, коэффициент $\eta_{\text{отбВД}}$ равен единице.

В общем случае

$$N_{\text{КВД}} = N_{\text{ТВД}} \eta_{\text{мВД}} \eta_{\text{отб ВД}},$$

Выразим мощности $N_{\text{КВД}}$ и $N_{\text{ТВД}}$ через удельную работу узлов:

$$L_{\text{КВД}} G_{\text{вх ВД}} = L_{\text{ТВД}} G_2 \eta_{\text{мВД}} \eta_{\text{отб ВД}},$$

откуда

$$L_{\text{КВД}} = L_{\text{ТВД}} \gamma_r \eta_{\text{мВД}} \eta_{\text{отб ВД}}. \quad (11.6)$$

Из полученного выражения следует, что соотношение между удельными работами компрессора и турбины зависит от типа двигателя (ТРД или ТВД) и от условий его работы (с отбором или без отбора воздуха): увеличение количества отбираемого воздуха (уменьшение γ_r) или мощности (уменьшение $\eta_{\text{отб ВД}}$) приводит к росту удельной работы турбины относительно работы компрессора.

Выразим удельную работу компрессора и турбины соответственно через $l_{\text{КВД}}$ и $l_{\text{ТВД}}$ и представим уравнение мощности в следующем виде:

$$l_{\text{КВД}} = \frac{T_r^*}{T_{\text{вх ВД}}^*} l_{\text{ТВД}} \bar{B}, \quad \text{где } \bar{B} = \frac{c_{p2}}{c_p} \eta_{\text{мВД}} \eta_{\text{отб ВД}} \gamma_r. \quad (11.6, a)$$

Из (11.6, a) следует, что соотношение между $l_{\text{КВД}}$ и $l_{\text{ТВД}}$, а следовательно между $\pi_{\text{КВД}}^*$ и $\pi_{\text{ТВД}}^*$, зависит от отношения температур $T_r^*/T_{\text{вх ВД}}^*$, а также от γ_r и $\eta_{\text{отб ВД}}$.

Уравнение совместной работы узлов газогенератора. Уравнения (11.5) и (11.6, a) решим совместно: из (11.6, a) определим отношение температур и подставим его в выражение (11.5). После преобразования получим

$$q(\lambda_{\text{вх ВД}}) = \frac{\pi_{\text{КВД}}^*}{1 - l_{\text{КВД}}} A \sqrt{l_{\text{ТВД}} \bar{B}}, \quad (11.7)$$

$$\text{где } A \sqrt{\bar{B}} = \frac{m_{\text{вх в.д.}}}{m_{\text{кр}}} \frac{F_{\text{с.д.}}}{F_{\text{вх ВД}}} \varphi_{\text{к.с.}} \varphi_{\text{с.д.}} \rho_{\text{с.д.}} q(\lambda_{\text{с.д.}}) \sqrt{\frac{c_{p2} \eta_{\text{мВД}} \eta_{\text{отб ВД}}}{c_p \gamma_r}}.$$

Полученное уравнение описывает совместную работу узлов газогенератора ВД. Из него видно, что соотношение между $\pi_{\text{КВД}}^*$ и $q(\lambda_{\text{вх ВД}})$ зависит от ряда факторов, следовательно, уравнение (11.7) накладывает определенные ограничения на положение рабочих точек на характеристике компрессора. Закономерности изменения положения рабочих точек на характеристике компрессора зависят от изменения:

площадей характерных сечений $F_{\text{с.д.}}$, $F_{\text{вх ВД}}$ (двигатель с нерегулируемыми или регулируемыми сечениями);

коэффициента отбора мощности $\eta_{отбВД}$, т. е. от типа двигателя;

коэффициента γ_r , который зависит от величины отбора воздуха на самолетные нужды, т. е. от характера работы двигателя (с отбором или без отбора воздуха);

степени понижения давления в турбине $\pi_{ТВД}$ ($l_{ТВД}$), которая определяется величиной π_c , а следовательно, в общем случае зависит от числа M_{II} ;

КПД узлов и коэффициентов потерь, которые в общем случае зависят от условий эксплуатации.

Влияние площадей характерных сечений и коэффициента отбора мощности на закономерности совместной работы узлов ГТД анализируются в гл. 14 и 15, а влияние отбора воздуха, числа M_{II} (при докритическом истечении газа из сопла) и условий эксплуатации — в гл. 16.

В частном случае для газогенератора с нерегулируемыми сечениями, без отбора мощности и воздуха, при сверхкритическом истечении газа из сопла и при условии, что характеристики узлов не зависят от условий эксплуатации, уравнение (11.7) упрощается:

$$q(\lambda_{вхВД}) = \frac{\pi_{кВД}^*}{l_{кВД}} C, \quad (11.7, а)$$

где

$$C = \Lambda l_{ТВД} \bar{B}.$$

Уравнение (11.7, а) и закономерности совместной работы узлов такого газогенератора проанализированы в гл. 12.

§ 11.4. Совместная работа компрессора и турбины НД

Работа компрессора и турбины НД двухвального ТРДД (см. рис. 1.1), как и газогенератора, должна удовлетворять условиям баланса мощности и неразрывности потока.

Степень двухконтурности. Прежде чем перейти к выводу уравнений баланса мощности и неразрывности потока, получим формулу для степени двухконтурности, которая необходима для последующего анализа этих уравнений. Выразим величины расходов воздуха G_{II} и G_I через параметры потока в сечениях с_{IIкр} и вхВД:

$$G_{II} = \frac{m_{кр} p_{с IIкр} F_{с IIкр} q(\lambda_{с IIкр})}{l T_{к II}^*}; \quad G_I = \frac{m_{кр} p_{вхВД} F_{вхВД} q(\lambda_{вхВД})}{l T_{вхВД}^*},$$

откуда

$$m = \frac{G_{II}}{G_I} = \frac{q(\lambda_{сIIкр})}{q(\lambda_{вхВД})} \frac{F_{сIIкр}}{F_{вхВД}} \sigma_{кан} \sigma_{сII}, \quad (11.8)$$

где $\sigma_{кан}$ — коэффициент восстановления давления в канале наружного контура; $\sigma_{сII}$ — коэффициент восстановления давления в сужающейся части сопла наружного контура.

Из уравнения (11.8) видно, что в частном случае при неизменных площадях $F_{сIIкр}$ и $F_{вхВД}$, постоянных коэффициентах $\sigma_{кан}$ и $\sigma_{сII}$ и при сверхкритическом истечении газа из наружного сопла ($\lambda_{сIIкр} = 1$) степень двухконтурности изменяется обратно пропорционально относительной плотности тока $q(\lambda_{вхВД})$, т. е. однозначно определяется положением рабочей точки на характеристике компрессора ВД.

Уравнение баланса мощности. Для компрессора и турбины НД двигателя без подпорных ступеней оно имеет вид

$$L_{кнд} G_{\Sigma} = L_{тнд} G_{гнд} \eta_m \eta_{отбнд}.$$

Поделив левую и правую части этого уравнения на величину расхода воздуха через внутренний контур $G_{вг}$, получим

$$L_{кнд}(m+1) = L_{тнд} \gamma_{гнд} \eta_{мнд} \eta_{отбнд}, \quad (11.9)$$

откуда

$$c_p T_n^* l_{кнд}(m+1) = c_{p2} T_{гнд}^* l_{тнд} \gamma_{гнд} \eta_{мнд} \eta_{отбнд},$$

где $l_{кнд} = \frac{L_{кнд}}{c_p T_n^*} = \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa} \pi_{кнд}^* - 1}{\eta_{кнд}}$ — относительная работа КИД, т. е. отношение удельной работы КИД к энтальпии на входе в него.

Если температуру газа перед турбиной НД выразить через $T_{г}^*$, то уравнение баланса мощности примет вид:

$$c_p T_n^* l_{кнд}(m+1) = c_{p2} T_{г}^* (1 - l_{твд}) l_{тнд} \gamma_{гнд} \eta_{мнд} \eta_{отбнд}.$$

Если левую и правую части этого уравнения поделить на T_n^* , то

$$l_{кнд}(m+1) = \frac{T_{г}^*}{T_n^*} (1 - l_{твд}) l_{тнд} B_{нд}, \quad (11.9, а)$$

где

$$B_{нд} = \frac{c_{p2}}{c_p} \eta_{мнд} \eta_{отбнд} \gamma_{гнд}.$$

Поделив исходное уравнение на $T_{вхВД}^*$, получим

$$\frac{l_{кнд}}{1 + l_{кнд}} (m+1) = \frac{T_{г}^*}{T_{вхВД}^*} (1 - l_{твд}) l_{тнд} B_{нд}. \quad (11.9, б)$$

Из уравнения баланса мощности компрессора и турбины ИД следует, что соотношение между $\pi_{\text{КНД}}^*$ и $\pi_{\text{ТНД}}^*$ зависит от отношения температур, $\gamma_{\text{ТНД}}$, $\eta_{\text{отб ИД}}$ (как и для газогенератора) и, кроме того, от степени двухконтурности. С увеличением степени двухконтурности уменьшается $\pi_{\text{КНД}}^*$ относительно $\pi_{\text{ТНД}}^*$.

Степень двухконтурности, как показано, зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора ВД. От положения этой точки зависит также отношение температур $T_{\text{Г}}/T_{\text{вхВД}}^*$, что следует из анализа уравнения (11.5). Поэтому относительная работа $l_{\text{КНД}}$, а следовательно, и $\pi_{\text{КНД}}$ зависят от положения рабочей точки на характеристике КВД, а также (в общем случае) от ряда других факторов.

Уравнение неразрывности. Условие неразрывности потока между сечениями ВХ, вхВД и сПкр двухконтурного двигателя (см. рис. 1.1) выразим с помощью уравнения

$$G_{\text{в}} = G_{\text{г}} (m + 1).$$

Выражая $G_{\text{в}}$ и $G_{\text{г}}$ через параметры потока в сечениях ВХ и вхВД и пренебрегая потерями полного давления между компрессорами ИД и ВД, получим

$$q(\lambda_{\text{вх}}) = q(\lambda_{\text{вхВД}}) \frac{\pi_{\text{КНД}}}{1 - l_{\text{КНД}}} (m + 1) \frac{P_{\text{вхВД}}}{P_{\text{вх}}}. \quad (11.10)$$

Уравнения (11.8), (11.9, б) и (11.10) накладывают определенные ограничения на положение рабочих точек на характеристике КНД двухвального ТРДД, поскольку они связывают $\pi_{\text{КНД}}^*$ и $q(\lambda_{\text{вх}})$ с рядом параметров. Из этих уравнений следует, что положение рабочей точки на характеристике КНД зависит от положения рабочей точки на характеристике КВД, а следовательно от всех факторов, которые были рассмотрены в предыдущем параграфе и, кроме того, — от КНД, коэффициентов η и параметров, характеризующих работу турбокомпрессора ИД (например, от $\pi_{\text{ТНД}}^*$, $\eta_{\text{ТНД}}$), а также наружного контура (например, от $P_{\text{сПкр}}$, $\lambda_{\text{сПкр}}$).

Эти уравнения применимы также для анализа совместной работы узлов и определения положения рабочих точек на характеристиках компрессора ИД двухвального ТРД и компрессора СД трехвального ТРДД. Для этого достаточно принять $m=0$. Уравнения (11.8)...(11.10) в принципе справедливы и для турбокомпрессора ИД трехвального ТРДД (см. рис. 1.6).

Для этой схемы двигателя их можно записать в виде:

$$\begin{aligned} c_p T_{\text{г}} l_{\text{КНД}} (m + 1) &= c_p T_{\text{г}} (1 - l_{\text{ТВД}}) (1 - l_{\text{ТСД}}) l_{\text{ТНД}} l_{\text{ИД}} l_{\text{отб ИД}}; \\ l_{\text{КНД}} (m + 1) &= \frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{г}}^*} (1 - l_{\text{ТВД}}) (1 - l_{\text{ТСД}}) l_{\text{ТНД}} B_{\text{ИД}}; \end{aligned}$$

$$\frac{l_{\text{КНД}}}{1 + l_{\text{КНД}}} (m + 1) = \frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{вх СД}}^*} (1 - l_{\text{ТВД}}) (1 - l_{\text{ТСД}}) l_{\text{ТНД}} B_{\text{НД}};$$

$$m = \frac{q(\lambda_{\text{с Пкр}})}{q(\lambda_{\text{вх СД}})} \frac{l_{\text{с Пкр}}^2}{F_{\text{вх СД}}} \sigma_{\text{кан}} \sigma_{\text{с П}};$$

$$q(\lambda_{\text{вх}}) = q(\lambda_{\text{вх СД}}) \frac{\pi_{\text{КНД}}^*}{\sqrt{1 + l_{\text{КНД}}}} (m + 1) \frac{F_{\text{вх СД}}}{F_{\text{вх}}}.$$

В полученных уравнениях не учитывается неравномерность параметров потока за компрессором НД (за вентилятором). Далее (в § 15.4) приведены аналогичные уравнения для ТРДД с подпорными ступенями (см. рис. 1.5), учитывающие указанную неравномерность.

Подчеркнем, что закономерности изменения положения рабочих точек на характеристиках компрессоров ВД и НД в зависимости от каких-либо критериев определяют зависимость параметров рабочего процесса от этих критериев и являются, по существу, основными закономерностями совместной работы узлов двигателя. Они и будут анализироваться далее более подробно для двигателей различных типов и схем.

§ 11.5. Совместная работа всех узлов ГТД

При попарном анализе работы узлов двухвального ТРДД с отдельным истечением потоков было отмечено, что работа узлов взаимозависима. Так, в § 11.1 показано, что положение рабочей точки на характеристике воздухозаборника зависит от приведенной скорости $\lambda_{\text{вх}}$, а следовательно, и от положения рабочей точки на характеристике компрессора. В § 11.2 показано, что степень понижения давления $\pi_{\text{т}}^*$ (положение рабочей точки на характеристике турбины) зависит от $\pi_{\text{с}}$ (положения рабочей точки на характеристике сопла).

В § 11.1...11.4 было получено десять уравнений совместной работы узлов ТРДД. Кроме того, степени повышения (понижения) давления в узлах связаны двумя уравнениями баланса давлений (см. гл. 8), на основании которых определяются располагаемые степени понижения давления газа в соплах внутреннего и наружного контуров двигателя при условии, что статическое давление на выходе из сопла равно атмосферному:

$$\pi_{\text{с I}} = \frac{\pi_{\text{V}} \sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{КНД}}^* \pi_{\text{КВД}}^* \sigma_{\text{с.с.}}}{\pi_{\text{ТВД}}^* \pi_{\text{ТНД}}^*}; \quad (11.11)$$

$$\pi_{\text{с II}} = \pi_{\text{V}} \sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{В II}}^* \sigma_{\text{кан}}. \quad (11.12)$$

Из уравнения (11.11) следует, что величина $\pi_{\text{с I}}$, а значит и положение рабочей точки на характеристике сопла, зависит от

числа M_n , положения рабочих точек на характеристиках воздухозаборника ($\sigma_{вх}$), компрессоров НД ($\pi_{кнд}^*$) и ВД ($\pi_{квд}^*$), камеры сгорания ($\sigma_{кс}$) и турбин ВД ($\pi_{твд}^*$) и ИД ($\pi_{тид}^*$). Поэтому для определения положения рабочих точек на характеристиках компрессоров и выявления закономерностей совместной работы узлов необходимо все двенадцать уравнений решить совместно с учетом характеристик узлов.

Двенадцать основных уравнений получены для двухвального ТРДД с раздельным истечением потоков, они описывают, строго говоря, совместную работу узлов двигателя именно этой схемы. Закономерности совместной работы узлов определяются рядом факторов, в том числе типом двигателя и его схемой (§ 11.3...11.4). Из этого, однако, не следует, что совместную работу узлов двигателя каждого типа и каждой схемы нужно анализировать отдельно. Это невозможно, да и нет в этом необходимости.

Двухконтурный двигатель, как было показано в гл. 6, представляет собой наиболее общий тип двигателя, а ТРД и ТВД являются частными случаями ТРДД. Этот вывод, сделанный при анализе рабочего процесса, справедлив и для анализа совместной работы узлов этих двигателей. Схема двухвального ТРДД с раздельным истечением потоков простая и достаточно общая. Именно по этой схеме выполнены многие ТРДД, эксплуатируемые в настоящее время, поэтому рассматриваемая схема считается классической. На базе ТРДД могут быть построены 15 схем турбореактивных двигателей (одноконтурных и двухконтурных) без форсажных камер (см. § 8.3). Число схем удвоится и утроится, если рассматривать двигатели с форсажными камерами (в наружном контуре, во внутреннем контуре и с общей форсажной камерой).

Различные схемы турбовинтовых и турбовальных двигателей можно также рассматривать как частный случай ТРДД с отбором мощности от компрессора НД или ВД. Поэтому сделанный в гл. 11 предварительный общий анализ основных уравнений совместной работы узлов справедлив для газотурбинных двигателей различных типов и схем. Исключение составляет ТРДД со смешением потоков, однако и для него справедливы в основном выводы, сделанные в этой главе (особенности совместной работы узлов ТРДД см рассмотрены в § 12.5).

Итак, закономерности совместной работы узлов обусловлены влиянием большого числа факторов. В следующей главе анализируется работа многовальных и одновальных, двухконтурных и одноконтурных турбореактивных двигателей с нерегулируемыми проходными сечениями и одним подводом тепла, т. е. двигателей с одним регулирующим фактором. Совместная работа узлов тех же двигателей с несколькими регулирующими

факторами анализируется в гл. 14, а двигателей с отбором мощности на привод винта, а также с форсажными камерами, — в гл. 15.

Выводы по теме: «Общий анализ уравнений совместной работы узлов ГТД»

1. Положение рабочей точки на характеристике входного устройства и параметры, характеризующие его работу, — коэффициент восстановления полного давления $\sigma_{вх}$ и коэффициент расхода φ — определяются из условия совместной работы входного устройства и компрессора. Согласование работы этих узлов оказывает существенное влияние на эффективность двигателя.

2. Степень понижения давления в турбине выполненного двигателя определяется из условия совместной работы турбины и сопла. Для двигателя с нерегулируемыми характерными сечениями величина π_T^* сохраняется постоянной на режимах сверхкритического истечения газа из сопла; на режимах докритического истечения π_T^* однозначно определяется степенью расширения газа в сопле, ее изменение обусловлено изменением пропускной способности сопла. На двигателе с регулируемыми характерными сечениями π_T^* может изменяться путем регулирования площади минимального сечения сопла или соплового аппарата турбины.

3. Из условия совместной работы камеры сгорания и турбины следует, что приведенная скорость λ_k , следовательно и пропускная способность сети, расположенной за компрессором, определяется в основном пропускной способностью турбины и степенью подогрева газа в камере сгорания. Увеличение T_T^*/T_K^* приводит к снижению λ_k вследствие уменьшения плотности газа на выходе из камеры сгорания.

4. Из условия неразрывности потока для сечений на входе в компрессор и камеру сгорания на характеристику компрессора можно нанести линии постоянной пропускной способности сети, расположенной за компрессором, т. е. $\lambda_k = \text{const}$. Снижение λ_k ведет к смещению линии вверх к границе неустойчивой работы. При заданном значении $q(\lambda_{вх})$ или $n_{пр}$ величина λ_k однозначно определяет положение рабочей точки на характеристике компрессора.

5. Из условия неразрывности потока для сечений на входе в компрессор и турбину ВД на характеристику компрессора ВД можно нанести линии постоянного отношения температур $T_T^*/T_{вхВД}^*$. Увеличение этого отношения сопровождается смещением линии вверх к границе неустойчивой работы.

6. Из уравнения баланса мощности узлов газогенератора следует, что относительная работа компрессора $I_{кВД}$ определяется

относительной работой турбины $l_{ТВД}$ и отношением температур на входе в турбину и компрессор $T_{г}^*/T_{вхВД}$ (степенью повышения температуры в газогенераторе), а в общем случае зависит также от коэффициентов, характеризующих отбор мощности $\eta_{отбВД}$ и воздуха $\nu_{г}$.

7. Совместное решение уравнений неразрывности и баланса мощности компрессора и турбины ВД дает уравнение совместной работы узлов газогенератора. Оно накладывает определенные ограничения на положение рабочей точки на характеристике компрессора ВД.

8. Степень двухконтурности в общем случае зависит от нескольких факторов, но для двухвального ТРДД с нерегулируемыми сечениями при $\lambda_{с11} \geq 1$ она обратно пропорциональна приведенной плотности тока $q(\lambda_{вхВД})$ и однозначно определяется положением рабочей точки на характеристике компрессора ВД.

9. Относительная работа вентилятора $l_{КВД}$ пропорциональна относительной работе турбины вентилятора $l_{ТВД}$ и отношению температур $T_{гВД}/T_{н}$ и обратно пропорциональна отношению расходов рабочего тела через вентилятор и внутренний контур $(m+1)$, а также зависит от коэффициентов, характеризующих отбор мощности $\eta_{отбВД}$ и воздуха $\nu_{нВД}$.

10. Положение рабочей точки на характеристике компрессора НД определяется по уравнениям баланса мощности, неразрывности потока и уравнению для степени двухконтурности. Оно зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора ВД, а в общем случае также от других факторов.

11. Положение рабочих точек на характеристиках компрессоров и закономерности совместной работы узлов ГТД зависят от типа двигателя ($\eta_{отб}$), его схемы, условий работы ($\nu_{отб}$), числа $M_{н}$, от изменения площадей характерных сечений, условий эксплуатации и от других факторов. Для выявления этих закономерностей необходимо на основании полученных в гл. 11 основных уравнений составить систему уравнений, описывающих работу двигателя рассматриваемой схемы, и решить ее с учетом характеристик узлов.

12. Условие неразрывности потока связывает отношение пропускных способностей двух характерных сечений с отношением полных давлений и температур в них: отношение большей пропускной способности к меньшей пропорционально степени повышения (понижения) давления и обратно-пропорционально корню квадратному из степени повышения (понижения) температур.

13. Произведение плотности тока $q(\lambda_1)$ на эффективную площадь какого-либо сечения $\mu_1 F_1$ (а при неизменной эффективной площади — приведенная скорость) характеризует пропускную способность данного сечения, узла или сети, расположенной за этим сечением.

Контрольные вопросы

1. От каких факторов зависит коэффициент расхода для дозвукового воздухозаборника?
2. Какие факторы влияют на положение рабочей точки на характеристике сверхзвукового воздухозаборника? Физический смысл влияния этих факторов?
3. В чем заключается принципиальное отличие совместной работы дозвукового воздухозаборника и компрессора от совместной работы сверхзвукового воздухозаборника и компрессора?
4. От чего зависит степень понижения давления в турбине ГТД, выполненного с неизменными проходными сечениями? Каков физический смысл влияния этих факторов?
5. Как определяется степень понижения давления в турбине проектируемого и выполненного ТРДД? В чем заключается различие?
6. Объясните физический смысл влияния регулирования минимального сечения сопла и минимального сечения соплового аппарата турбины на степень понижения давления в турбине.
7. От каких факторов зависит коэффициент скорости на входе в камеру сгорания λ_k ? Физический смысл влияния этих факторов?
8. Выведите и проанализируйте уравнение для линии постоянной пропускной способности $\lambda_k = \text{const}$ на характеристике компрессора. Как положение этой линии зависит от пропускной способности сети, на которую работает компрессор?
9. Какие ограничения на положение рабочей точки на характеристике компрессора ВД накладывает уравнение неразрывности потока, проходящего через компрессор и турбину ВД?
10. Какие параметры связывает уравнение баланса мощности компрессора и турбины ВД? Проанализируйте эту связь.
11. Каким условиям должна удовлетворять совместная работа компрессора и турбины ВД? Сделайте вывод и краткий анализ уравнения совместной работы узлов газогенератора.
12. От каких факторов в общем случае зависит положение рабочей точки на характеристике компрессора ВД ГТД?
13. От каких факторов зависит степень двухконтурности ТРДД (выведите формулу для m и проанализируйте ее)?
14. Выведите уравнение баланса мощности компрессора и турбины НД двухвального ТРДД (без подпорных ступеней) и представьте его в трех видах. Проанализируйте это уравнение.
15. От каких факторов зависит положение рабочей точки на характеристике компрессора НД двухвального ТРДД (выведите уравнение неразрывности потока для сечений v_x , $v_{xВД}$ и $s_{Пкр}$ и проанализируйте его совместно с уравнением баланса мощности компрессора и турбины НД)?
16. Совместная работа всех узлов ГТД. (Какими уравнениями описывается совместная работа узлов двухвального ТРДД с отдельным истечением потоков?)
17. Сформулируйте основные выводы по теме «Общий анализ уравнений совместной работы узлов ГТД».

Задачи

1. Как изменятся и чему будут равны расход воздуха и коэффициент расхода ϕ дозвукового воздухозаборника, если на высоте $H=11$ км при числе $M_{вх}=0,8$, коэффициент скорости перед компрессором $\lambda_{вх}$ увеличится от 0,65 до 0,7? Коэффициент восстановления давления и площади входа в дозвуковой воздухозаборник и компрессор соответственно равны: $\sigma_{вх}=0,98$, $F_v=0,7$ м², $F_{вх}=0,45$ м².

2. Какой параметр сверхзвукового воздухозаборника изменится и на сколько при числе $M_n=2,2$, если коэффициент скорости перед компрессором $\lambda_{вх}$ увеличится от 0,52 до 0,55? Площадь входа в сверхзвуковой воздухозаборник и его коэффициент расхода равны: $F_e=0,8 \text{ м}^2$, $\varphi=1$ (см. рис. 11.1). Площадь входа в компрессор $F_{вх}=0,65 \text{ м}^2$.

3. Заданы характеристики сопла и турбины (см. рис. 11.4 и 11.5). Рассчитать зависимость $\pi_T^* = f(\pi_c)$, если $F_{c,кр}/F_{c,a} = 3$. Принять $\frac{\sigma_{c,a}}{\sigma_c} v_{c,a-c} = 1$.

4. Расход газа, полное давление и температура на входе в турбину выполненного ГТД соответственно равны: $G_T=100 \text{ кг/с}$, $p_T^* = 14,7 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $T_T^* = 1400 \text{ К}$. Определить степень понижения давления в турбине, если при сверхкритическом истечении газа площадь минимального сечения сопла $F_{c,кр}=0,3 \text{ м}^2$, коэффициенты восстановления полного давления в сопловом аппарате и в сопле $\sigma_{c,a} = \sigma_c = 0,97$, КПД турбины $\eta_T^* = 0,92$. Изменением массы рабочего тела в проточной части турбины пренебречь ($v_{c,a-c} = 1$).

5. Заданы параметры газа на входе в турбину ВД: $G_T = 142 \text{ кг/с}$, $p_T^* = 24 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $T_T^* = 2000 \text{ К}$; величины, характеризующие сопловой аппарат турбины НД ($\mu F_{c,a \text{ НД}} = 0,148 \text{ м}^2$, $\lambda_{c,a \text{ НД}} = 1$, $\sigma_{c,a \text{ НД}} = 0,97$) и сопло ($\mu F_{c,кр} = 0,411 \text{ м}^2$, $\lambda_{c,кр} = 1$, $\sigma_c = 0,97$). Определить степень понижения давления в турбинах ВД и НД, если $\eta_{ТВД}^* = \eta_{ТНД}^* = 0,9$. Изменением массы газа в проточной части турбины пренебречь.

6. В выполненном двигателе со сверхкритическим истечением газа из первого соплового аппарата турбины степени подогрева воздуха в камере сгорания $T_T^*/T_K^* = 2,5$ соответствует коэффициент скорости за компрессором $\lambda_{к} = 0,32$. Как изменится коэффициент скорости за компрессором, если степень подогрева возрастет до $T_T^*/T_K^* = 3$? Коэффициенты σ , $v_{к-c,a}$ принять постоянными.

7. Компрессор имеет следующие параметры: степень повышения давления $\pi_k^* = 10$, КПД $\eta_k = 0,83$, приведенная скорость перед и за компрессором $\lambda_{вх} = 0,65$, $\lambda_{к} = 0,33$. В результате дроселирования приведенная скорость за компрессором уменьшилась до $\lambda_{к} = 0,3$. Определить:

а) как изменится коэффициент скорости перед компрессором, если π_k^* и КПД сохранятся неизменными?

б) как изменится степень повышения давления компрессора, если КПД и $\lambda_{вх}$ сохранятся неизменными?

8. ТРД, работая на земле ($M_n = 0$) при САУ, имеет параметры: $\pi_k^* = 10$, $q(\lambda_{вх}) = 0,8$, $T_T^* = 1300 \text{ К}$. Нанести сетку линий $T_T^*/T_K^* = \text{const}$ на характеристику компрессора, изображенную на рис. 11.9.

9. Одновальный ТРД, работая на земле ($M_n = 0$) при САУ, имеет параметры: $\pi_k^* = 14$, $T_T^* = 1400 \text{ К}$. Из условия баланса мощности определить, как изменится π_k^* при увеличении температуры газа перед турбиной до 1500 К. Степень понижения давления в турбине и КПД узлов предполагаются постоянными.

10. Двухвальный ТРД, работая на земле ($M_n = 0$) при САУ, имеет параметры: $\pi_{кНД}^* = 4$, $T_T^* = 1400 \text{ К}$. Из условия баланса мощности определить, как изменится $\pi_{кНД}^*$ при увеличении температуры газа перед турбиной до 1600 К. Степень понижения давления в турбине и КПД узлов предполагаются постоянными.

11. Определить степень повышения давления компрессора ВД, если известны следующие параметры в САУ на земле при $M_p = 0$:

$$L_{ТВД} = 407 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}, \quad L_{ТНД} = 270 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}, \quad m = 1, \\ \eta_m = 0,99, \quad \gamma_\Gamma = \gamma_{\GammaНД} = 0,97, \quad \eta_{КВД} = 0,85.$$

12. При работе ТРДД имеем $T_\Gamma^* = 1600 \text{ К}$, $\pi_{КНД}^* = 2,5$ и $m = 2$. Чему будет равна степень повышения давления $\pi_{КНД}^*$, если при снижении температуры T_Γ^* до 1100 К степень двухконтурности увеличится до $m = 3,2$? Истечение из сопел — сверхкритическое, коэффициенты потерь и КПД узлов — постоянные.

Основные закономерности совместной работы узлов для газотурбинных двигателей с одним регулирующим фактором

В гл. 12 рассмотрены закономерности совместной работы узлов турбокомпрессора (газогенератора и турбовентилятора) на примере его работы в системе, главным образом, двухвального ТРД (Д) с нерегулируемыми проходными сечениями, без отбора мощности и воздуха, с одним подводом тепла (с одним регулирующим фактором) при сверхкритическом истечении газа из сопел, когда степени понижения давления в турбинах сохраняются неизменными. Эти закономерности справедливы также для простейшего одновального ТРД и для турбовальных двигателей со свободной турбиной.

§ 12.1. Основные закономерности совместной работы узлов многовального турбокомпрессора

Проанализируем закономерности совместной работы узлов газогенератора, присущие всем рассматриваемым двигателям (12.1.1). Затем рассмотрим отличия двухвального газогенератора от одновального (12.1.2) и особенности работы турбовентилятора ТРДД в сравнении с турбокомпрессором НД двухвального ТРД (12.1.3).

12.1.1. Линия совместной работы

В рассматриваемом случае (для двигателя с одним регулирующим фактором при $\lambda_c \geq 1$) уравнение совместной работы узлов газогенератора (11.7) упрощается (см. 11.3.3) и принимает форму (11.7, а), так как большое число величин, входящих в константу этого уравнения C , сохраняются практически постоянными. Пропускная способность и КПД турбины, а следовательно и относительная работа $l_{\text{ТВД}}$, при $\lambda_{\text{ТВД}} = \text{const}$ не изменяются. Коэффициент $\eta_{\text{отбВД}}$, характеризующий отбор мощности потребителю, практически постоянен и равен единице, так как мощность отбирается только на привод агрегатов, чем можно

пренебречь. Коэффициент v_r , характеризующий изменение массы рабочего тела в сечении перед турбиной, принимается постоянным, поскольку рассматривается случай работы газогенератора без отбора воздуха на самолетные нужды и с нерегулируемым отбором его на охлаждение горячих элементов конструкции, а изменением массы топлива в общем расходе газа можно пренебречь. Коэффициенты восстановления давления $\sigma_{к.с.}$, $\sigma_{с.а}$ и механический КПД практически не изменяются, а изменение удельной теплоемкости c_p и показателя изэнтропы k рабочего тела можно не учитывать.

Константа C определяется, главным образом, отношением площадей $F_{вхВД}/F_{с.а}$ и степенью понижения давления $\pi_{тВД}^*$.

Уравнение (11.7, а) представляет собой зависимость плотности тока $q(\lambda_{вхВД})$ от степени повышения давления в компрессоре $\pi_{кВД}^*$, которую называют линией совместной работы.

Совместная работа узлов турбокомпрессора НД двухвальных двигателей описывается уравнениями (11.8), (11.9, б) и (11.10).

В уравнении (11.9, б) все величины, входящие в правую часть, постоянны для случая $\lambda_{с1} \geq 1$ ($\pi_{тНД}^* = \text{const}$), за исключением отношения температур $T_r^*/T_{вхВД}^*$. Это отношение, согласно (11.5), а также степень двухконтурности при $\lambda_{с11} \geq 1$ (11.8), однозначно определяются положением рабочей точки на характеристике компрессора ВД.

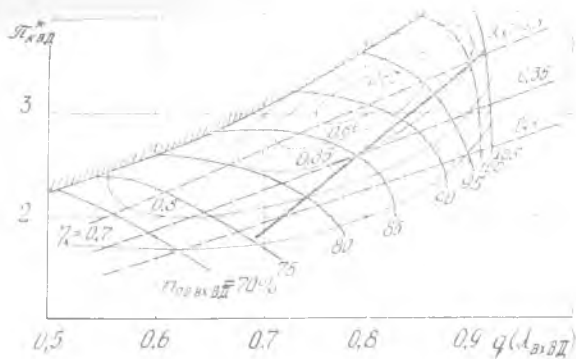
По уравнению мощности (11.9, б) рассчитывается значение $l_{кнд}$ (а следовательно, и $\pi_{кнд}^*$ при принятом КПД $\eta_{кнд}$), а по уравнению неразрывности (11.10) — плотность тока $q(\lambda_{вх})$. Полученные $\pi_{кнд}^*$ и $q(\lambda_{вх})$ определяют положение рабочей точки на характеристике компрессора НД и величину КПД $\eta_{кнд}$.

Итак, каждой рабочей точке на характеристике компрессора ВД однозначно соответствует рабочая точка на характеристике компрессора НД, а положением линии совместной работы на характеристике КВД определяется положение соответствующей линии на характеристике КНД (рис. 12.1).

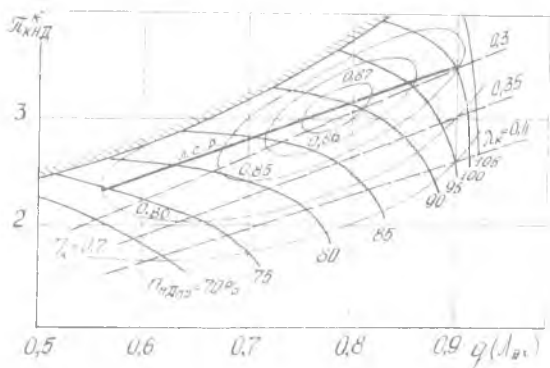
Проделанный анализ позволяет установить, что из условия совместной работы узлов область возможного расположения рабочих точек на характеристиках каскадов компрессора сужается до одной линии. Для двигателя с одним регулирующим фактором (с неизменяемыми характерными сечениями, без отбора мощности и воздуха) при сверхкритическом истечении газа из сопла положение линий совместной работы определяется характеристиками узлов данного двигателя и не зависит от других факторов.

Таким образом, линией совместной работы называют геометрическое место точек на характеристике компрессора, удовлетворяющее условию совместной работы всех узлов.

Положение линии совместной работы при заданном значении



а



б

Рис. 12.1. Результаты расчета линии совместной работы на характеристиках компрессоров ВД (а) и НД (б) двухвального ТРД с $\pi_{кНД_0}^* = \pi_{кВД_0}^* = 3,5$

приведенной частоты $n_{пр}$ однозначно определяет критерий K_y , который характеризует запас устойчивой работы компрессора:

$$K_y = \frac{|\pi_k^*/q(\lambda_{вх})|_{гр}}{|\pi_k^*/q(\lambda_{вх})|_{л.с.р.}}$$

Запас устойчивой работы $\Delta K_y = (K_y - 1) 100\%$ показывает, на сколько процентов изменяются в сумме π_k и $q(\lambda_{вх})$ при смещении рабочей точки с линии совместной работы (л. с. р.) на границу помпажа (гр).

Линия совместной работы связывает, как будет показано, параметры рабочего процесса с режимами работы двигателя и с внешними условиями (p_n, T_n, V_n), она обуславливает выбор закона и программы регулирования двигателя, учитывается при расчете и анализе высотно-скоростных характеристик, а

также позволяет дать оценку запасов устойчивой работы компрессора. Поэтому понятие о линии совместной работы — одно из наиболее важных в рассматриваемой части теории ВРД.

12.1.2. Особенности совместной работы узлов двухвального газогенератора

Линии совместной работы на характеристиках компрессоров двухвального ТРД протекают существенно неодинаково (см. рис. 12.1), что объясняется качественно неодинаковым изменением пропускной способности сети за компрессорами ВД и НД при изменении отношения температур $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$. Снижение $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$ ведет к увеличению пропускной способности сети за компрессором ВД вследствие уменьшения степени подогрева газа в камере сгорания $T_{г}^*/T_{к}^*$ (11.3). Соответствующее снижение приведенной частоты вращения ротора ВД $n_{пр.вхВД}$, а следовательно и $q(\lambda_{вхВД})$, означает, что пропускная способность сети за компрессором НД уменьшается. Поэтому линия совместной работы на характеристике компрессора ВД протекает круче, чем линия постоянной пропускной способности $\lambda_{к} = \text{const}$, а на характеристике компрессора НД она протекает положе (см. рис. 12.1). В результате *угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД всегда меньше, чем на характеристике компрессора ВД*. Соответственно $\Delta K_{унд} < \Delta K_{увд}$ на режимах пониженного отношения температур $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$ при $\pi_{кнд_0}^* = \pi_{квд_0}^*$ и $\Delta K_{унд_0} = \Delta K_{увд_0}$.

Это свойство (неодинаковое изменение пропускной способности за различными ступенями и соответственно неодинаковый угол наклона линии совместной работы на характеристиках этих ступеней) присуще любым многоступенчатым компрессорным системам с нерегулируемыми сечениями, в том числе многоступенчатым одновальным компрессорам. Действительно, если многоступенчатый одновальный компрессор мысленно поделить на две части и сравнить работу первых ступеней с работой компрессора НД, а работу последних ступеней с работой компрессора ВД, то сделанные выводы справедливы и для ступеней одновального компрессора.

При снижении $n_{пр}$ неодинаковое изменение пропускной способности за ступенями компрессора ведет к рассогласованию их работы (см. раздел 12.4.1): осевая скорость перед последними ступенями увеличивается, углы атаки становятся отрицательными, эти ступени переходят на режимы, близкие к запиранию; осевая скорость перед первыми ступенями уменьшается, углы атаки увеличиваются и ступени переходят на срывные режимы.

Таким образом, как в системе одновального многоступенчатого компрессора, так и в системе двухвального компрессора,

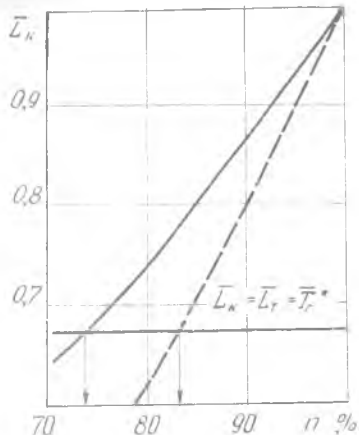


Рис. 12.2. Изменение работы компрессора в зависимости от n

$$(\pi_{\text{кнд}_0}^* = \pi_{\text{квд}_0}^* = 3,5):$$

$$\text{—————} \quad \bar{L}_{\text{кнд}} = f(n_{\text{нд}}),$$

$$\text{-----} \quad \bar{L}_{\text{квд}} = f(n_{\text{вд}})$$

группа первых ступеней (каскад ИД) по сравнению с группой последних ступеней (каскад ВД) находится на пониженных режимах в более тяжелых условиях работы.

Однако условия работы ступеней двухвального компрессора отличаются специфическими особенностями. Они обусловлены скольжением частот вращения роторов, которое возникает вследствие неодинакового угла наклона линий совместной работы на характеристиках компрессоров ВД и ИД. Более пологое расположение линии совместной работы на характеристике компрессора ИД указывает на более медленное снижение работы этого компрессора при уменьшении частоты вращения (рис. 12.2). Но работа двух компрессоров при изменении режима изменяется одинаково, поскольку она равна работе турбин,

которая пропорциональна температуре газа T_r^* . При уменьшении температуры газа перед турбиной пропорционально уменьшается работа турбин и компрессоров. Поэтому баланс мощности обеспечивается только при неодинаковом снижении частот вращения роторов низкого и высокого давлений: $n_{\text{нд}}$ уменьшается значительнее, чем $n_{\text{вд}}$, а отношение этих величин $n_{\text{вд}}/n_{\text{нд}}$, которое называется скольжением роторов [39], возрастает.

Скольжение роторов при $\lambda_c \geq 1$ однозначно определяется отношением температур $T_r^*/T_{\text{вх вд}}^*$ (рис. 12.3), поскольку частоты вращения роторов определяются положением рабочих точек на характеристиках компрессора:

$$n_{\text{вд}}/n_{\text{нд}} = f(T_r^*/T_{\text{вх вд}}^*).$$

Чтобы понять характер влияния скольжения на работу двухвального компрессора, проанализируем эффект «сцепления» роторов [8], т. е. переход от двухвального ТРД к одновальному. На пониженных режимах «сцепление» приводит к увеличению $n_{\text{нд}}$ и к снижению $n_{\text{вд}}$ (рис. 12.4, а). При этом пропускная способность за компрессором ИД уменьшается, линия совместной работы смещается к границе помпажа. На характеристике компрессора ВД она также смещается к границе помпажа вследствие отбора мощности от турбины ВД (увеличение $n_{\text{нд}}$ и снижение $n_{\text{вд}}$ при «сцеплении» роторов двухвального ТРД

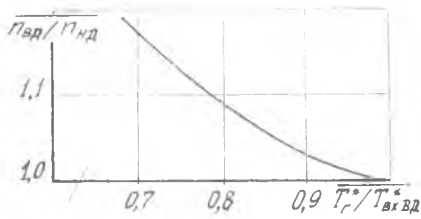


Рис. 12.3. Зависимость относительного скольжения $\overline{n_{ВД}/n_{НД}} = \frac{n_{ВД}/n_{НД}}{(n_{ВД}/n_{НД})_0}$ двухвального ТРД от отношения $\left(\frac{T_{г}^*}{T_{вх ВД}^*}\right) = \frac{T_{г}^*/T_{вх ВД}^*}{(T_{г}^*/T_{вх ВД}^*)_0}$ для $\pi_{кНД0}^* = \pi_{кВД0}^* = 3,5$

осуществляется за счет передачи мощности с турбины ВД на турбину НД). Влияние отбора мощности на положение линии совместной работы можно проанализировать по уравнению (11.7). Такой анализ изложен в § 15.1.

Итак, «сцепление» роторов приводит к уменьшению запасов устойчивой работы компрессоров НД и ВД, и наоборот, увеличение скольжения при снижении $T_{г}^*/T_{вх}^*$ ведет к увеличению угла наклона линий совместной работы и соответственно к повышению запасов устойчивой работы на режимах низких $n_{пр}$ (рис. 12.4, б), что особенно важно для компрессора НД и объясняется увеличением пропускной способности за ним. (Влияние изменения $n_{ВД}/n_{НД}$ на $\Delta K_{унд}$ удобно анализировать при $n_{НД} = \text{const}$. Очевидно, что увеличение $n_{ВД}/n_{НД}$ означает при этом повышение $n_{ВД}$ и, следовательно, $q(\lambda_{вхВД})$).

Увеличение скольжения $n_{ВД}/n_{НД}$ сопровождается снижением окружных скоростей на компрессоре НД и увеличением их на компрессоре ВД (по сравнению с изменением окружных скоростей на ступенях одновального компрессора), в результате чего уменьшаются углы атаки на первых и последних ступенях

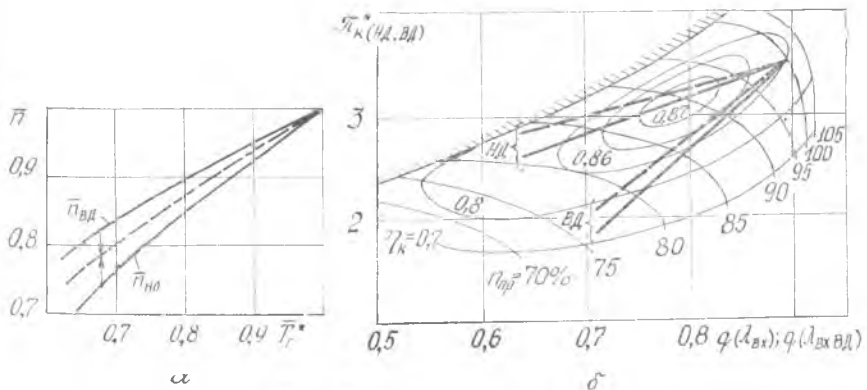


Рис. 12.4. Зависимость \overline{n} от $T_{г}^*$ (а) и расположение линий совместной работы на характеристиках компрессоров (б) при $\pi_{кНД0}^* = \pi_{кВД0}^* = 3,5$: — — — — двухвальный ТРД; - - - - - двухвальный ТРД со сцепленными роторами (одновальный ТРД)

компрессора [39]. При этом улучшается обтекание венцов, увеличивается КПД компрессора, граница неустойчивой работы сдвигается вверх.

Таким образом, изменение скольжения роторов оказывает благоприятное воздействие на работу компрессора и является главной особенностью совместной работы узлов двухвального газогенератора. Преимущество двухвальных ТРД состоит в том, что изменение скольжения роторов и расширение диапазона их устойчивой работы происходит автоматически (самопроизвольно).

12.1.3. Особенности совместной работы узлов турбовентилятора ТРДД

Рассмотренные закономерности совместной работы узлов двухвального газогенератора присущи и двухконтурным двигателям с передним расположением компрессора наружного контура (вентилятора), но не являются для них основными.

Из уравнения (11.10) следует, что зависимость $q(\lambda_{вх})$ от $\pi_{кнд}$, т. е. протекание линии совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД, определяется изменением произведения $q(\lambda_{вхвд}) (m+1)$, которое характеризует пропускную способность сети за компрессором НД и зависит, следовательно, не только от $q(\lambda_{вхвд})$, как на двухвальном ТРД, но и от отношения расходов воздуха $(m+1)$ через компрессоры низкого и высокого давлений. С увеличением отношения $(m+1)$ пропускная способность за компрессором НД увеличивается, что ведет к повышению запаса устойчивости $\Delta K_{упд}$.

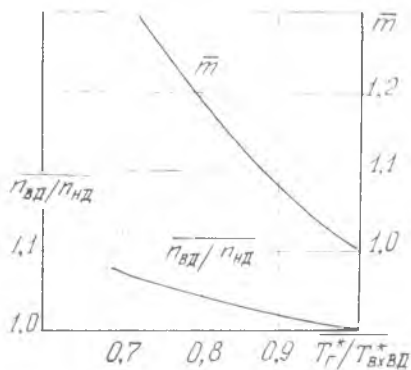


Рис. 12.5. Зависимость величин \bar{m} и $n_{вд}/n_{нд}$ от отношения $T_{г^*}/T_{вхвд}^*$ для ТРДД с $\pi_{кв_0}^* = 12$, $\pi_{кнд_0}^* = 2,4$, $m_0 = 1$, $T_{г_0}^* = 1200$ К

При снижении отношения температур $T_{г^*}/T_{вхвд}^*$ степень двухконтурности увеличивается (рис. 12.5) вследствие уменьшения $q(\lambda_{вхвд})$. Уменьшение пропускной способности сети за компрессором НД, обусловленное снижением $q(\lambda_{вхвд})$, частично компенсируется увеличением отношения $(m+1)$, так как при этом увеличивается доля суммарного расхода воздуха, поступающего в наружный контур, пропускная способность на выходе из которого постоянна (при $\lambda_{сПкр} = 1$). Поэтому линия совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД

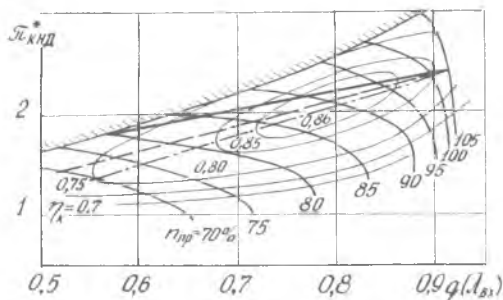


Рис. 12.6. Влияние схемы двигателя на положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД ($\pi_{к\Sigma 0}^* = 12$; $\pi_{кнд 0}^* = 2,4$; $\lambda_c \geq 1$): — — двухвальный ТРД; - - - - ТРДД ($m_0 = 2$); - · - · - $\lambda_{кнд} = \text{const}$

круче, чем на аналогичной характеристике ТРД (рис. 12.6), следовательно, снижение $T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^*$ приведет к менее значительному, чем на ТРД, уменьшению запасов устойчивости компрессора НД.

Таким образом, главной особенностью совместной работы узлов ТРДД является изменение степени двухконтурности по $T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^*$.

§ 12.2. Подобные режимы и формулы приведения

В предыдущем параграфе показано, что из условия совместной работы узлов определяется положение линии совместной работы на характеристике компрессора. Здесь рассматриваются режимы работы двигателя при неизменном положении рабочей точки на этой линии и при $M_{\text{п}} = \text{const}$ — подобные режимы (12.2.1). Анализ подобных режимов позволяет получить формулы, описывающие изменения параметров двигателя при изменении внешних условий — формулы приведения (12.2.2). В заключение рассмотрены более сложные случаи приведения параметров двигателя к САУ — по температуре и давлению в различных сечениях двигателя (12.2.3).

12.2.1. Подобные режимы

В 12.1.1 показано, что при неизменном положении рабочей точки на линии совместной работы на характеристике компрессора ВД (а следовательно, при известных $\pi_{\text{кВД}}^*$, $q(\lambda_{\text{вхВД}})$, $\eta_{\text{кВД}}$ и $n_{\text{пр.вхВД}}$), которое может быть задано, например, отношением температур $T_{\Gamma}/T_{\text{вх.ВД}}^*$, однозначно определяется положение рабочей точки на

характеристике компрессора НД, т. е. $\pi_{\text{КНД}}^*$, $q(\lambda_{\text{вх}})$, $\eta_{\text{КНД}}$ и $n_{\text{НДпр}}$. Из § 11.1 следует, что при известном $\lambda_{\text{вх}}$ и заданном числе $M_{\text{п}}$ определяется положение рабочей точки на характеристике воздухозаборника, т. е. $\sigma_{\text{вх}}$ и φ , а также степень повышения давления $\pi_{\text{в}}$. По этим величинам рассчитывается суммарная степень повышения давления $\pi_{\Sigma} = \pi_{\text{в}} \sigma_{\text{вх}} \pi_{\text{КНД}}^* \pi_{\text{КВД}}^*$, а следовательно и суммарная степень понижения давления $\pi_{\Sigma} = \pi_{\text{ТВД}}^* \pi_{\text{ТНД}}^* \pi_{\Sigma} / \sigma_{\text{к.с.}}$, по которой, согласно зависимостям $\pi_{\text{ТВД}}^* = f(\pi_{\Sigma})$ и $\pi_{\text{ТНД}}^* = f(\pi_{\Sigma})$ (см. § 11.2), определяются $\pi_{\text{ТВД}}^*$, $\pi_{\text{ТНД}}^*$ и π_{Σ} . Степени понижения давления определяют, в свою очередь, положение рабочих точек на характеристиках турбины и сопла, т. е. $q(\lambda_{\text{с.авд}})$, $\eta_{\text{ТВД}}^*$, $q(\lambda_{\text{с.анд}})$, $\eta_{\text{ТНД}}^*$, $\varphi_{\text{с}}$, $q(\lambda_{\text{с}})$.

Итак, при заданном положении рабочей точки на характеристике компрессора ВД и $M_{\text{п}} = \text{const}$ сохраняются неизменными положения рабочих точек на характеристиках всех узлов, а следовательно, степени повышения (понижения) давления, КПД узлов и значения λ_i в сечении на входе в каждый узел. Очевидно, что при этом сохраняются неизменными отношения давлений в двух произвольных сечениях, в том числе отношение давления в любом сечении к давлению на входе в двигатель. А отношения давлений определяют соответствующие отношения температур. Например,

$$\frac{T_{\text{КНД}}^*}{T_{\text{вх}}^*} = 1 + l_{\text{КНД}}, \quad \frac{T_{\text{к}}^*}{T_{\text{вх ВД}}^*} = 1 + l_{\text{КВД}};$$

$$\frac{T_{\text{ТВД}}^*}{T_{\text{г}}^*} = 1 - l_{\text{ТВД}}, \quad \frac{T_{\text{т}}^*}{T_{\text{ТНД}}^*} = 1 - l_{\text{ТНД}}.$$

Кроме того, из уравнений (11.2) и (11.4) следует, что в рассматриваемом случае при неизменных значениях λ_i в сечениях на входе в компрессор или турбину сохраняются неизменными соответствующие значения λ_i в сечениях на выходе из этих узлов. Следовательно, при принятых условиях λ_i во всех сечениях двигателя также не изменяется.

Режимы двигателя, на которых при $M_{\text{п}} = \text{const}$ положение рабочих точек на характеристиках всех узлов, отношение давлений (температур) в любых произвольных сечениях, а также величины λ_i сохраняются неизменными, а абсолютные параметры изменяются при изменении внешних условий, называются подобными.

Как известно, на подобных режимах обеспечивается геометрическое и кинематическое подобие. Под геометрическим подобием в данном случае понимается постоянство геометрических размеров проточной части при работе двигателя в различных атмосферных условиях. Кинематическое подобие предполагает

подобие треугольников скоростей в любом i -м сечении (при изменении внешних условий). Геометрическое и кинематическое подобие обуславливают подобие физических процессов. Именно подобием физических процессов объясняется постоянство КПД узлов и всех относительных параметров при работе двигателя на подобных режимах.

Изучение подобных режимов представляет большой практический интерес, так как позволяет получить простые формулы для пересчета параметров двигателя, замеренных при одних внешних условиях, на другие условия эксплуатации. С помощью таких формул можно по характеристикам, которые получены в результате испытания двигателя при любых атмосферных условиях, определить параметры для стандартных атмосферных условий (САУ), и в этих условиях сравнивать характеристики различных двигателей. В качестве стандартных атмосферных условий на земле (на уровне моря) принимаются следующие параметры воздушного потока:

$$T_n^* = 288 \text{ К}; \quad p_n^* = 101,3 \text{ кПа.}$$

Определение параметров в стандартных условиях по их значениям при любых атмосферных условиях называется приведением параметров двигателя к САУ. Формулы, по которым приводятся параметры, называются формулами приведения, а сами параметры — приведенными.

12.2.2. Формулы приведения

На подобных режимах отношение давления (температуры) в любом i -м сечении двигателя к давлению (температуре) в сечении N на входе в двигатель сохраняется, как отмечалось, постоянным. Поэтому *стандартным условиям в сечении N соответствуют вполне определенные (приведенные) параметры в любом сечении проточной части двигателя.* Обозначим их индексом пр. Тогда для давления воздушного потока в любом сечении двигателя можно записать формулу приведения:

$$\frac{p_i^*}{p_n^*} = \frac{p_{i\text{пр}}^*}{101,3} = \text{const} \quad \text{или} \quad p_{i\text{пр}}^* = p_i^* \frac{101,3}{p_n^*}. \quad (12.1)$$

Аналогично для температуры получим:

$$\frac{T_i^*}{T_n^*} = \frac{T_{i\text{пр}}^*}{288} = \text{const} \quad \text{или} \quad T_{i\text{пр}}^* = T_i^* \frac{288}{T_n^*}. \quad (12.2)$$

Подчеркнем, что на подобных режимах приведенные параметры сохраняются постоянными, это видно из формул (12.1) и (12.2). А физические значения $p_i^*(T_i^*)$ в любом сечении дви-

гателя изменяются пропорционально давлению (температуре) воздушного потока на входе в двигатель $p_n^*(T_n^*)$. Отношение давления (температуры) в любом сечении к давлению (температуре) на входе в двигатель однозначно определяет приведенное давление (температуру).

Формулы приведения для давления (12.1) и температуры (12.2) получены на основании определения подобных режимов. Формулы приведения других параметров (работы турбины L_T или компрессора L_K , относительного расхода топлива q_T , скорости потока c_i , расхода рабочего тела G , расхода топлива G_T , тяги P , удельного расхода топлива $C_{уд}$ и мощности N) можно получить, выразив перечисленные сложные (зависимые) параметры через простые, а простые — через их приведенные значения.

Так, формулу приведения для работы турбины (компрессора) получим, выразив температуру T_i^* в соотношении (8.9) или (8.6) через ее приведенное значение согласно (12.2):

$$\frac{L}{T_n^*} = \frac{L_{пр}}{288} = \text{const} \text{ или } L_{пр} = L \frac{288}{T_n^*}. \quad (12.2, a)$$

Работа турбины (компрессора) приводится к САУ по той же формуле, что и температура рабочего тела, поскольку на подобных режимах она изменяется пропорционально температуре.

Аналогично осуществляется приведение относительного расхода топлива q_T , так как он пропорционален разности температур $(T_T^* - T_K^*)$. Выражая эти температуры в формуле (8.8) через их приведенные значения, получим

$$\frac{q_T}{T_n^*} = \frac{q_{T,пр}}{288} = \text{const} \text{ или } q_{T,пр} = q_T \frac{288}{T_n^*}. \quad (12.2, б)$$

Поскольку относительный расход топлива на подобных режимах изменяется, то и коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{1}{q_T L_0},$$

характеризующий соотношение между расходом воздуха и расходом топлива, не сохраняется постоянным. Изменяется, следовательно, и характер работы камеры сгорания. Таким образом, при работе двигателя на подобных режимах подобие процессов в камере сгорания, строго говоря, не обеспечивается.

Формулу приведения для скорости потока получим, выразив температуру T_i^* в соотношении

$$c_i = \sqrt{2c_p T_i^* \left(1 - 1/\pi_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)}$$

через ее приведенное значение по формуле (12.2). Тогда

$$\frac{c_i}{\sqrt{T_n^*}} = \frac{c_{i\text{пр}}}{\sqrt{288}} = \text{const} \text{ или } c_{i\text{пр}} = c_i \sqrt{\frac{288}{T_n^*}}. \quad (12.3)$$

Формула (12.3) выводится также из очевидного условия, что отношение c_i к $\sqrt{T_i^*}$ пропорциональное λ_i , на подобных режимах сохраняется постоянным. Она справедлива как для абсолютной, так и для осевой и окружной скоростей.

Поскольку окружная скорость пропорциональна частоте вращения ротора, то указанная формула справедлива также для приведения частоты вращения:

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{288}{T_n^*}}. \quad (12.3, \text{а})$$

Формула приведения (12.3) справедлива и для удельной тяги, поскольку $P_{\text{уд}}$ — это разность скоростей $c_c - V_{\text{п}}$:

$$P_{\text{уд.пр}} = P_{\text{уд}} \sqrt{\frac{288}{T_n^*}}. \quad (12.3, \text{б})$$

Таким образом, скорость потока в любом сечении двигателя, а также частота вращения ротора и удельная тяга, на подобных режимах пропорциональны $\sqrt{T_n^*}$.

Не следует забывать, что величина $n_{\text{пр}}$, а следовательно и положение рабочей точки на характеристике компрессора, неоднозначно определяется физической частотой вращения ротора: она зависит от полной температуры воздушного потока на входе в двигатель T_n^* , т. е. от скорости полета и температуры наружного воздуха.

Для вывода формулы приведения для расхода рабочего тела выразим давление p_i^* и температуру T_i^* в уравнении расхода

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

через их приведенные значения согласно (12.1) и (12.2).

Получим

$$\frac{G_i \sqrt{T_n^*}}{p_n^*} = \frac{G_{i\text{пр}} \sqrt{288}}{101,3} = \text{const} \text{ или } G_{i\text{пр}} = G_i \frac{101,3}{p_n^*} \sqrt{\frac{T_n^*}{288}}. \quad (12.4)$$

Из (12.4) видно, что расход воздуха через двигатель на подобных режимах изменяется пропорционально p_n^* и обратно пропорционально $\sqrt{T_n^*}$.

Подставив q_T и G , выраженные через их приведенные значения, в соотношение

$$\bar{G}_T = q_T G_{\text{пр}}^*$$

получим формулу приведения расхода топлива:

$$G_{T.\text{пр}} = G_T \frac{101,3}{p_n^*} \sqrt{\frac{288}{T_n^*}}. \quad (12.5)$$

Формулу приведения тяги получим, подставив в уравнение $P = GP_{\text{уд}}$ расход G и удельную тягу $P_{\text{уд}}$, выраженные через их приведенные значения $G_{\text{пр}}$ и $P_{\text{уд.пр}}$.

Тогда

$$P_{\text{уд.пр}} = P \frac{101,3}{p_n^*}. \quad (12.6)$$

Формулу приведения для удельного расхода топлива получим, выразив часовой расход топлива и тягу через их приведенные значения и поделив $G_{T.\text{пр}}$ на $P_{\text{пр}}$:

$$C_{\text{уд.пр}} = C_{\text{уд}} \sqrt{\frac{288}{T_n^*}}. \quad (12.7)$$

Если режимы работы двигателя подобны, то при изменении внешних условий тяга изменяется пропорционально p_n^ , расход топлива — пропорционально произведению $p_n^* \sqrt{T_n^*}$, а удельный расход топлива — пропорционально $\sqrt{T_n^*}$.*

Мощность на валу пропорциональна произведению работы турбины (компрессора) на расход воздуха. Например, для турбовального двигателя со свободной турбиной $N_{\text{в}} = L_{\text{тнд}} G_{\text{тнд}} \eta_{\text{т}}$. Выражая работу $L_{\text{тнд}}$ и расход $G_{\text{тнд}}$ через их приведенные значения, получим

$$\frac{N_{\text{в}}}{p_n^* \sqrt{T_n^*}} = \frac{N_{\text{в.пр}}}{101,3 \sqrt{288}} = \text{const} \text{ или } N_{\text{в.пр}} = N_{\text{в}} \frac{101,3}{p_n^*} \sqrt{\frac{288}{T_n^*}}. \quad (12.8)$$

На подобных режимах мощность двигателя, как и расход топлива, изменяется пропорционально произведению $p_n^ \sqrt{T_n^*}$. Поэтому эффективный удельный расход топлива C_e (а также эквивалентный расход C_3), характеризующий эффективность турбовальных (турбовинтовых) двигателей, сохраняется постоянным.*

При испытании ГТД на стенде параметры, характеризующие внешние условия, замеряют во многих случаях непосредственно в сечении ВХ на входе в компрессор НД, тогда тяга и другие основные данные приводятся к САУ по параметрам в этом сечении.

12.2.3. Приведение параметров к САУ по температуре и давлению в различных сечениях двигателя

Приведение к САУ по формулам (12.1)...(12.8) выполняется по температуре и давлению в сечении H на входе в двигатель, поэтому все рассмотренные приведенные параметры имеют одинаковый физический смысл: они фактически реализуются на двигателе (т.е. равны физическим параметрам в процессе испытаний), если в сечении H температура и давление равны их стандартным значениям.

Однако приведение к САУ может выполняться не только по T_n^* и p_n^* , но и по температуре и давлению в других сечениях двигателя. Существуют, следовательно, различные приведенные параметры, соответствующие одним и тем же физическим параметрам и различным условиям приведения. Необходимость такого подхода связана с необходимостью испытания и доводки узлов двигателя в различных условиях, в том числе на специальных установках вне двигателя. Такой подход позволяет построить универсальные характеристики узлов, которые не зависят от условий на входе, т.е. приведенные параметры, характеризующие работу данного узла, должны соответствовать стандартным значениям температуры и давления в сечении на входе в него. Следовательно, условия приведения для двигателя в целом и для отдельных его узлов в общем случае различны.

Параметры двигателя, приведенные к САУ по температуре и давлению в характерном сечении j , условимся обозначать p_{ij}^* . Тогда формулы для приведения давления p_i^* и температуры T_i^* рабочего тела, работы L и относительного расхода топлива q_T , скорости потока c_i и частоты вращения ротора n , расхода рабочего тела G_i и расхода топлива G_T можно записать в более общем виде:

$$p_{i_{npj}}^* = p_i^* \frac{101,3}{p_j^*}; \quad (12.1, a)^*$$

$$T_{i_{npj}}^* = T_i^* \frac{288}{T_j^*}; \quad L_{npj} = L \frac{288}{T_j^*}; \quad q_{T, npj} = q_T \frac{288}{T_j^*}; \quad (12.2, b)$$

$$c_{i_{npj}} = c_i \sqrt{\frac{288}{T_j^*}}; \quad n_{npj} = n \sqrt{\frac{288}{T_j^*}}; \quad (12.3, b)$$

$$G_{i_{npj}} = G_i \frac{101,3}{p_j^*} \sqrt{\frac{T_j^*}{288}}; \quad (12.4, a)$$

* В разделе 12.2.3. сохранена нумерация формул приведения, принятая в 12.2.2. Обобщенные формулы отличаются только добавлением букв.

$$G_{т.прj} = G_{т} \frac{101,3}{p_j^*} \sqrt{\frac{288}{T_j^*}}. \quad (12.5, а)$$

Чтобы лучше понять физический смысл параметров, приведенных по указанным формулам, проанализируем некоторые из них на примере. Пусть при испытании двухвального ТРДД на определенном режиме были замерены: температура газа перед турбиной $T_{г}^*$, частота вращения $n_{ВД}$, расход воздуха через внутренний контур G_I и расход топлива $G_{т}$. По формулам (12.2)... (12.5) эти параметры можно привести к САУ по температуре и давлению в сечении H . Кроме того, эти же параметры можно привести к САУ по температуре и давлению в сечении $вхВД$:

$$T_{г.пр.вхВД} = T_{г}^* \frac{288}{T_{вхВД}^*}; \quad (12.2, г)$$

$$n_{ВДпр.вхВД} = n_{ВД} \sqrt{\frac{288}{T_{вхВД}^*}}; \quad (12.3, г)$$

$$G_{Iпр.вхВД} = G_I \frac{101,3}{p_{вхВД}^*} \sqrt{\frac{T_{вхВД}^*}{288}}; \quad (12.4, б)$$

$$G_{т.пр.вхВД} = G_{т} \frac{101,3}{p_{вхВД}^*} \sqrt{\frac{288}{T_{вхВД}^*}}. \quad (12.5, б)$$

Первая группа приведенных параметров ($T_{г.пр}$, $n_{ВДпр}$, $G_{Iпр}$ и $G_{т.пр}$) может быть получена прямым замером, если испытать двигатель на подобном режиме при САУ в сечении H на входе. Вторая группа приведенных параметров ($T_{г.пр.вхВД}$, $n_{ВДпр.вхВД}$, $G_{Iпр.вхВД}$ и $G_{т.пр.вхВД}$) также может быть замерена, если обеспечить стандартные условия в сечении $вхВД$, т. е. испытать газогенератор отдельно на специальной установке.

Две группы приведенных параметров связаны соотношениями:

$$T_{г.пр.вхВД} = T_{г.пр}^* \frac{T_H^*}{T_{вхВД}^*}, \quad n_{ВДпр.вхВД} = n_{ВДпр} \sqrt{\frac{T_H^*}{T_{вхВД}^*}},$$

$$G_{Iпр.вхВД} = G_{Iпр}^* \frac{p_H^*}{p_{вхВД}^*} \sqrt{\frac{T_{вхВД}^*}{T_H^*}}, \quad G_{т.пр.вхВД} = G_{т.пр}^* \frac{p_H^*}{p_{вхВД}^*} \sqrt{\frac{T_H^*}{T_{вхВД}^*}}.$$

Их различие определяется степенью повышения температуры и (или) давления в компрессоре НД.

Подчеркнем, что необходимость определения параметров, приведенных к САУ по температуре и давлению в сечении $вхВД$, возникает как при экспериментальном исследовании двигателя

(например, для уточнения по результатам испытаний характеристики компрессора ВД), так и при проведении различных расчетов. Например, проектный термогазодинамический расчет компрессора ВД, как известно из курса лопаточных машин, выполняется обычно для стандартных условий на входе в него. Следовательно, для такого расчета работу компрессора необходимо определять в соответствии с (12.2,в) по формуле

$$L_{\text{КВД пр. вх ВД}} = L_{\text{КВД}} \frac{288}{T_{\text{вх ВД}}^*},$$

а расход воздуха — по формуле (12.4,б).

Приведенный расход воздуха $G_{\text{пр. вх ВД}}$ характеризует пропускную способность компрессора ВД и однозначно определяется площадью сечения на входе в него и плотностью тока в этом сечении:

$$G_{\text{пр. вх ВД}} = \frac{m_{\text{кр}} 101,3}{\sqrt{288}} F_{\text{вх ВД}} q(\lambda_{\text{вх ВД}}) = 241 F_{\text{вх ВД}} q(\lambda_{\text{вх ВД}}).$$

Или в общем виде:

$$G_{\text{пр}j} = 241 F_j q(\lambda_j).$$

На основании уравнения (12.4,а) можно получить формулы, связывающие расходы рабочего тела, приведенные к САУ по параметрам в различных сечениях двигателя. При этом следует учитывать, что масса рабочего тела в проточной части двигателя не сохраняется постоянной. Например,

$$G_{\text{пр. вх}} = G_{\text{пр. н}} \frac{\sqrt{\pi \cdot \text{вх}}}{\sigma_{\text{вх}}}.$$

Приведенные расходы рабочего тела в различных сечениях двигателя соотносятся так же, как и пропускная способность, изменение которой подробно анализировалось в гл. 11 (см. выводы гл. 11).

В ряде случаев, например при выборе закона регулирования двигателя, необходимо анализировать соотношение между частотой вращения и температурой газа перед турбиной. При этом удобно использовать частоту вращения, приведенную к САУ по температуре газа перед турбиной:

$$n_{\text{пр. т}} = n \sqrt{\frac{288}{T_{\text{т}}^*}}. \quad (12.3, д)$$

Заметим в заключение, что приведенная температура $T_{\text{т пр. вх ВД}}^*$ (12.2,г) однозначно определяется отношением $T_{\text{т}}^*/T_{\text{вх ВД}}^*$, которое широко применялось в гл. 11 при анализе совместной работы узлов газогенератора и турбовентилятора (см. § 11.3 и § 11.4).

Следует иметь в виду, что подобные режимы двигателя рассматривались при следующих допущениях: свойства рабочего тела сохраняются неизменными; изменение числа Рейнольдса не оказывает влияния на течение газовых потоков; изменение внешних условий не приводит к изменению геометрических размеров двигателя, в том числе радиальных зазоров на лопатках компрессора и турбины; поля давлений, температур и скоростей на входе в двигатель на различных режимах полета сохраняются подобными; теплообмен с внешней средой отсутствует; отсутствие подобия физико-химических и тепловых процессов в камере сгорания не влияет на установление подобных режимов работы двигателя. Формулы приведения, полученные на основе принятых допущений, неточны, однако исследование принятых допущений позволяет в каждом конкретном случае определять поправки к формулам приведения.

Число $M_{пр}$ и любой приведенный параметр, который однозначно определяет положение рабочей точки на линии совместной работы, например отношение температур $T_{г}^/T_{н}^*$ или приведенная частота $n_{пр}$, являются критериями подобия. При сохранении их постоянными режимы работы турбореактивного двигателя с нерегулируемыми сечениями и одним подводом тепла (с одним регулирующим фактором) подобны.*

§ 12.3. Обобщенные характеристики двигателя

Изменение критериев подобия (числа $M_{пр}$ и, например, $n_{вдпр}$) означает переход с одного множества подобных режимов на множество других подобных режимов, который сопровождается изменением положения рабочих точек на характеристиках узлов, а также приведенных и относительных параметров. *Зависимость приведенных и относительных параметров, а также параметров, характеризующих положение рабочих точек на характеристиках узлов, — $\pi_{квд}^*$, $q(\lambda_{вхвд})$, $\eta_{квд}$, $T_{г}^*/T_{вхвд}^*$, $\pi_{твд}^*$, $\varphi_{с.в} q(\lambda_{с.в})$, $\eta_{твд}^*$, $\pi_{кнд}^*$, $q(\lambda_{вх})$, $\eta_{кнд}$, $\pi_{тнд}^*$, $\varphi_{с.в} q(\lambda_{с.внд})$, $\eta_{тнд}^*$, $q_{т.пр}$, $G_{т.пр}$, m , $\pi_{с1п}$, $q(\lambda_{с1кр})$, $\varphi_{с1п}$, $\pi_{с1}$, $\varphi_{с} q(\lambda_{с1кр})$, $\varphi_{с1}$, $P_{ул.пр}$, $C_{ул.пр}$, $P_{пр}$ — от критериев подобия называют обобщенными характеристиками двигателя. Эти зависимости, удовлетворяющие условию совместной работы всех узлов, справедливы для любых атмосферных и полетных условий и в этом смысле являются универсальными (обобщенными).*

Проанализируем эти характеристики, начиная с общих для всех двигателей закономерностей (12.3.1 и 12.3.2), а затем рассмотрим особенности двухвальных двигателей (12.3.3).

12.3.1. Основные закономерности изменения параметров турбокомпрессора

В 12.1.1 показано, что по уравнениям (11.7, а), (11.8), (11.9, б) и (11.10), которые получены из условия совместной работы всех узлов, на характеристики КВД и КНД (вентилятора) можно нанести линии совместной работы, и каждой рабочей точке на характеристике КВД будет соответствовать рабочая точка на характеристике КНД (для случая $\lambda_{с} \geq 1$). Поэтому параметрам $\pi_{\text{КВД}}^*$, $q(\lambda_{\text{вх ВД}})$, $n_{\text{пр. вх ВД}}$, $\eta_{\text{КВД}}$, $l_{\text{КВД}}$ и $T_{\text{к}}^*/T_{\text{вх ВД}}^* = 1 + l_{\text{КВД}}$, которые определяются положением рабочей точки на характеристике КВД, соответствуют аналогичные параметры $\pi_{\text{КНД}}^*$, $q(\lambda_{\text{вх}})$, $n_{\text{НД пр}}$, $\eta_{\text{КНД}}$, $l_{\text{КНД}}$ и $T_{\text{кНД}}^*/T_{\text{н}}^* = 1 + l_{\text{КНД}}$ компрессора НД, а также степень двухконтурности m (11.8), отношение температур $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вх ВД}}^*$ (11.5) и суммарная степень повышения температуры в турбокомпрессоре $T_{\text{г}}^*/T_{\text{н}}^* = (T_{\text{г}}^*/T_{\text{вх ВД}}^*)(T_{\text{вх ВД}}^*/T_{\text{н}}^*)$.

Далее однозначно определяются: по относительной плотности тока — приведенный расход воздуха через двигатель $G_{\text{в. пр}} = 241 F_{\text{вх}} q(\lambda_{\text{вх}})$ и, следовательно, через его внутренний контур $G_{\text{т пр}}$;

по отношениям температур $T_{\text{г}}^*/T_{\text{н}}^*$ и $T_{\text{к}}^*/T_{\text{н}}^*$ — приведенные температуры $T_{\text{г. пр}}^*$ и $T_{\text{к. пр}}^*$ и, следовательно, относительный расход топлива $q_{\text{т. пр}}$;

по значениям $G_{\text{т пр}}$ и $q_{\text{т. пр}}$ — расход топлива $G_{\text{т пр}}$.

Параметры $\pi_{\text{ТВД}}^*$, $\rho_{\text{с. а}} q(\lambda_{\text{с. а вД}})$, $\eta_{\text{ТВД}}$, $l_{\text{ТВД}}$ и $\pi_{\text{ТНД}}^*$, $\rho_{\text{с. а}} q(\lambda_{\text{с. а нД}})$, $\eta_{\text{ТНД}}$, $l_{\text{ТНД}}$, характеризующие турбину ВД и НД, в рассматриваемом случае постоянны.

Таким образом, по положению линии совместной работы, т. е. из условия совместной работы узлов, определяются все приведенные и относительные параметры газогенератора и турбовентилятора, в том числе выходные параметры: степень повышения давления в турбокомпрессоре, т. е. отношение давления за турбиной вентилятора к давлению на входе в вентилятор,

$$\pi_{\text{ТК}}^* = \frac{P_{\text{г}}^*}{P_{\text{вх}}^*} = \frac{\pi_{\text{КНД}}^* \pi_{\text{КВД}}^* \sigma_{\text{к. с}}}{\pi_{\text{ТВД}}^* \pi_{\text{ТНД}}^*} \quad (12.9)$$

и соответствующая степень повышения температуры

$$\frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{вх}}^*} = \frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{н}}^*} (1 - l_{\text{ТВД}}) (1 - l_{\text{ТНД}}). \quad (12.10)$$

Из проделанного анализа можно сделать вывод: все перечисленные параметры турбокомпрессора однозначно определяются одним критерием подобия, например, отношением темпе-

ратур $T_{\Gamma}^*/T_{\text{н}}^*$ (или приведенной частотой вращения $n_{\text{ВДпр}}$) и не зависят от числа $M_{\text{п}}$ (рис. 12.7 и 12.8). Следует, однако, помнить, что этот вывод справедлив только для условий критического и сверхкритического истечения газа из сопел внутреннего и наружного контуров. При докритическом истечении параметры турбокомпрессора зависят от числа $M_{\text{п}}$. Эта зависимость рассматривается в гл. 16.

Если в исходной расчетной точке газогенератора ТРДД значение $\pi_{\text{КВД}_0}^* = \pi_{\text{к}_0}^* \text{ТРД}$, $(T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^*)_{\text{ТРДД}} = (T_{\Gamma}^*/T_{\text{н}}^*)_{\text{ТРД}}$ при одинаковых для двух двигателей КПД и коэффициентах потерь, то обобщенные характеристики (рис. 12.7) и, следовательно, рассмотренные закономерности справедливы также для одновального ТРД. Причем параметры $G_{\text{пр}}$, $q_{\text{т.пр}}$, $G_{\text{т.пр}}$, $n_{\text{пр}}$, $T_{\Gamma}^*_{\text{пр}}$ и др. одновального ТРД, приведенные к САУ по $T_{\text{н}}^*$ и $p_{\text{н}}^*$ на входе в двигатель, в системе многовальных ТРДД и ТРД приведены к САУ по параметрам в сечении (вхВД) и должны быть обозначены соответственно: $G_{\text{пр.вхВД}}$, $q_{\text{т.пр.вхВД}}$, $G_{\text{т.пр.вхВД}}$, $n_{\text{ВДпр.вхВД}}$ и $T_{\Gamma}^*_{\text{пр.вхВД}}$, так как внешние условия для турбокомпрессора ВД характеризуются величинами $T_{\text{вхВД}}^*$ и $p_{\text{вхВД}}^*$.

Сделанный вывод позволяет проследить закономерности изменения положения рабочей точки (на линии совместной работы) и параметров турбокомпрессора при изменении внешних условий ($p_{\text{н}}^*$, $T_{\text{н}}^*$). Положение рабочей точки определяется отношением температур $T_{\Gamma}^*/T_{\text{н}}^*$ и, следовательно, изменяется, во-первых, из-за изменения температуры газа перед турбиной, т. е. режима работы двигателя, и, во-вторых, вследствие изменения полной температуры воздушного потока на входе в двигатель, т. е. под воздействием внешних условий. Например, смещение рабочей точки по линии совместной работы влево-вниз, соответствующее уменьшению $\pi_{\text{к}}^*$ и приведенного расхода воздуха через двигатель, может быть вызвано либо снижением T_{Γ}^* , либо увеличением $T_{\text{н}}^*$.

Поэтому при $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ (таким условием задается обычно режим работы двигателя) все приведенные параметры турбокомпрессора зависят только от температуры $T_{\text{н}}^*$. Следовательно, физические параметры, в формулу приведения которых не входит давление $p_{\text{н}}^*$ (например, частота вращения ротора или температура газа T_i^*), также однозначно определяются этой температурой:

$$n = n_{\text{пр}} \sqrt{\frac{T_{\text{н}}^*}{288}} = f(T_{\text{н}}^*) \text{ при } T_{\Gamma}^* = \text{const.}$$

Что касается расхода воздуха через двигатель и расхода топлива через камеру сгорания, в формулы приведения которых входит $p_{\text{н}}^*$ (на подобных режимах они изменяются пропорциональ-

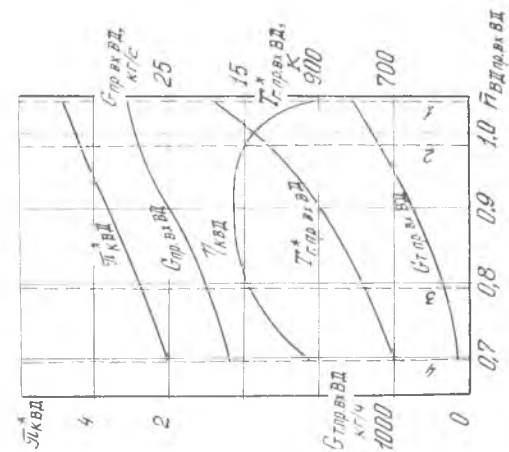


Рис. 12.7. Обобщенные характеристики газогенератора двухвального ТРГД ($T_{r_0}^* = 1340$ К; $\pi_{к\Sigma_0}^* = 18$; $m_0 = 1$; $G_{e0} = 128$ кг/с)

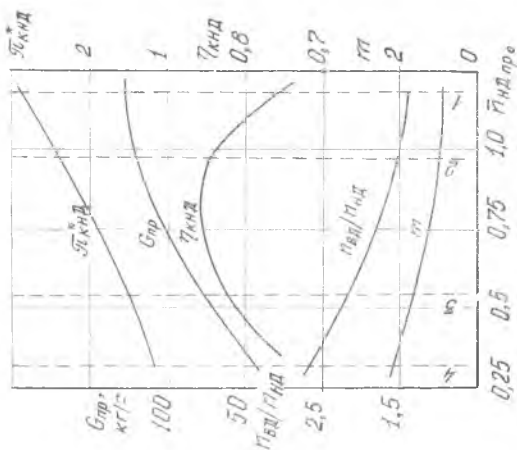


Рис. 12.8. Обобщенные характеристики турбовентилятора двухвального ТРД ($T_{r_0}^* = 1340$ К; $\pi_{к\Sigma_0}^* = 18$; $m_0 = 1$; $G_{e0} = 128$ кг/с)

но p_n^*), то отношение этих расходов к p_n^* также является одной значной функцией температуры T_n^* . Например,

$$G_T/p_n^* = \frac{G_{T, \text{нр}}}{101,3} \sqrt{\frac{T_n^*}{288}} = f(T_n^*) \text{ при } T_T^* = \text{const.}$$

12.3.2. Анализ зависимости приведенных и относительных параметров двигателя от критериев подобия

С увеличением приведенной частоты вращения ротора $n_{\text{вдпр}}$ степень повышения давления компрессора и расход воздуха через двигатель увеличиваются благодаря увеличению степени подогрева газа в камере сгорания. Это приводит к увеличению степени повышения давления $\pi_{\text{тк}}$ и температуры T_T^*/T_n^* в турбокомпрессоре, а следовательно, к увеличению скорости истечения газа из сопла внутреннего контура $c_{\text{стнр}}$ и удельной тяги $P_{\text{удтнр}}$. Аналогично изменяются параметры наружного контура. В результате полная тяга значительно возрастает (на 3...4% при увеличении частоты $n_{\text{нр}}$ на 1%) вследствие увеличения удельной тяги и расхода воздуха.

Удельный расход топлива по частоте вращения ротора изменяется аналогично его изменению по температуре газа перед турбиной (см. гл. 7): на низких и средних режимах он снижается с увеличением частоты вращения ротора, что объясняется в основном ростом $\pi_{\text{тк}}^*$ и, соответственно, увеличением эффективного КПД двигателя; на высоких режимах удельный расход топлива растет с увеличением n , что объясняется преобладающим влиянием роста T_T^* и, соответственно, снижением полетного КПД.

На изменение большинства параметров в зависимости от приведенной частоты вращения ротора существенное влияние оказывает характеристика компрессора. На обобщенных характеристиках прослеживаются три характерные зоны: 1—2 — высоких режимов; 2—3 — средних режимов; 3—4 — низких режимов (см. рис. 12.7...12.9).

Зона высоких режимов (1—2) характеризуется резким снижением КПД компрессора с увеличением приведенной частоты вращения ротора и незначительным приростом приведенного расхода воздуха. Объясняется это тем, что скорость потока на входе в компрессор, увеличиваясь, достигает критического значения. Появляются волновые потери. При дальнейшем увеличении частоты вращения расход воздуха не увеличивается, происходит «запирание» на входе в компрессор.

Средняя зона (2—3) характеризуется незначительным изменением КПД компрессора, КПД других узлов сохраняются в

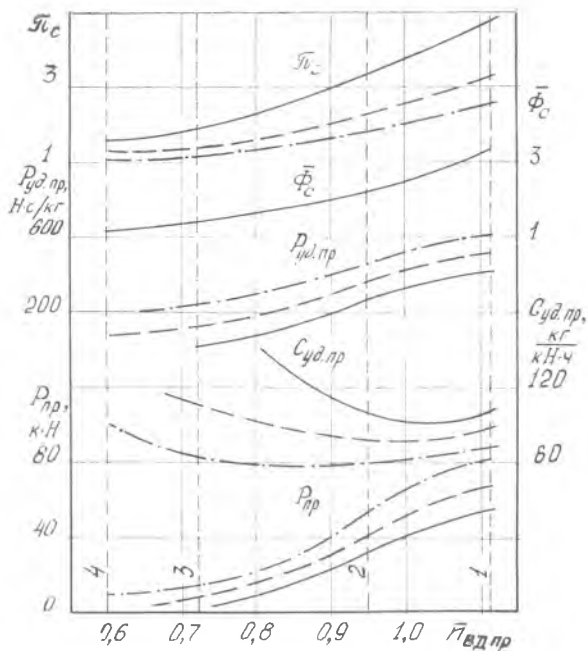


Рис. 12.9. Обобщенные характеристики ТРДД (удельные параметры и тяга): ——— $M_{п} = 1$; - - - - $M_{п} = 0,5$; - · - · $M_{п} = 0$

этой зоне примерно постоянными. Расход воздуха изменяется пропорционально изменению частоты вращения ротора.

В зоне низких режимов (3—4) наблюдается снижение КПД компрессора и турбины при уменьшении $n_{пр}$, что объясняется увеличением углов атаки при обтекании лопаточных венцов вследствие значительного снижения величин π_k^* и π_t^* на этих режимах.

Таким образом, при отклонении вправо и влево от средней зоны снижается эффективность работы компрессора, а при малой приведенной частоте вращения ротора — также эффективность работы других узлов, что приводит к еще большему повышению удельного расхода топлива на низких и высоких режимах и оказывает влияние на функцию $T_{г}^*/T_{н}^* = f(n_{вдпр})$, особенно на режимах докритического истечения газа из сопла, которые анализируются в гл. 16.

С повышением числа $M_{п}$ при $n_{пр} = \text{const}$ увеличивается степень повышения давления в воздухозаборнике $\pi_{V\sigma_{вх}}$, пропорционально растет степень понижения давления в сопле $\pi_c = \pi_{V\sigma_{вх}} \pi_{TK}^*$, соответственно увеличивается скорость истечения $c_{с.пр.}$. Однако скорость истечения увеличивается меньше, чем

скорость полета. В результате удельная тяга $P_{уд.пр}$ снижается (см. рис. 12.9), что приводит к пропорциональному снижению полной тяги $P_{пр}$ (так как приведенный расход воздуха сохраняется постоянным) и обратно пропорциональному увеличению удельного расхода топлива $C_{уд.пр}$ (так как относительный расход топлива $q_{т.пр}$ сохраняется постоянным).

Итак, при $n_{вдпр} = \text{const}$ изменение числа $M_{п}$ не нарушает подобия режимов работы турбокомпрессора, но приводит к изменению π_p и π_c , характеризующих режим работы воздухозаборника, сопла, а следовательно, двигателя в целом. Поэтому, если при сверхкритическом истечении газа из сопла приведенная частота вращения ротора сохраняется неизменной, а число $M_{п}$ изменяется, то такие режимы называются режимами частичного подобия. На режимах частичного подобия для приведения параметров турбокомпрессора к САУ можно применять формулы приведения. Однако они неприемлемы для приведения параметров воздухозаборника и сопла, а также тяги и удельного расхода топлива.

При построении обобщенных характеристик двигателя с суживающимся соплом целесообразно вместо $P_{пр}$ ввести параметр $\bar{\Phi}_c$ — отношение полного выходного импульса газового потока

$$\Phi_c = G_{z.c} c_{с.кр} + F_{с.кр} p_c = p_c^* F_{с.кр} f(\lambda_{с.кр})$$

к произведению $p_{вх}^* F_{с.кр}$,

$$\bar{\Phi}_c = \frac{\Phi_c}{p_{вх}^* F_{с.кр}} = \pi_{ТК}^* \sigma_c f(\lambda_{с.кр}).$$

На режимах сверхкритического истечения газа $\bar{\Phi}_c$ определяется приведенной частотой $n_{пр}$ (см. рис. 12.9).

В этом случае тяга двигателя рассчитывается по формуле

$$P = \bar{\Phi}_c p_{вх}^* F_{с.кр} - G V_{п} - F_{с.кр} p_{н}.$$

Зависимости $\bar{\Phi}_c$, $G_{т.пр}$ и $G_{пр}$ от $n_{пр}$ и $M_{п}$ однозначно определяют тягу и удельный расход топлива в любых условиях эксплуатации, что освобождает от необходимости строить сетку кривых $P_{пр} = f(n_{пр}, M_{п})$ и $C_{уд.пр} = f(n_{пр}, M_{п})$ и заметно упрощает обобщенные характеристики.

По обобщенным характеристикам легко определять тягу, удельный расход топлива, давление, температуру рабочего тела в характерных сечениях двигателя и другие параметры, необходимые для оценки летательного аппарата в различных условиях эксплуатации. Для этого нужно найти положение рабочей точки на характеристике компрессора (на обобщенных характеристиках), соответствующее заданному режиму работы и заданным внешним условиям, а затем от приведенных параметров по формулам приведения перейти к физическим параметрам.

Обобщенные характеристики содержат большой объем ин-

формации, представленный компактно. В этом их преимущество. Кроме того, применение таких характеристик целесообразно при выборе закона и программы регулирования двигателя: задаваясь различными законами регулирования, с помощью обобщенных характеристик легко проанализировать и положение рабочих точек на характеристиках компрессора, и параметры двигателя в любых условиях эксплуатации.

Однако обобщенные характеристики не учитывают изменение теплоемкости и показателя изэнтропии при изменении температуры рабочего тела и коэффициента избытка воздуха. Это вносит погрешности в определение параметров двигателя, особенно на сверхзвуковых скоростях полета, что является главным недостатком обобщенных характеристик.

12.3.3. Особенности обобщенных характеристик двухвальных ТРД(Д)

Проведем сравнение обобщенных характеристик двухвальных ТРД и ТРДД с характеристиками одновального ТРД с нерегулируемым компрессором при одинаковых параметрах цикла в исходной расчетной точке и одинаковых расходах воздуха через основной контур, следовательно, при одинаковых расходах топлива.

Совместная работа узлов газогенератора двухвального и одновального ТРД описывается одинаковыми уравнениями баланса мощности (11.6,а) и неразрывности (11.5) потока (при анализе этих уравнений применительно к двухвальному ТРД под l_T следует понимать суммарную относительную работу турбин, под l_K и π_K^* — соответственно работу компрессоров и суммарную степень повышения давления $\pi_{КНД}^* \cdot \pi_{КВД}^*$). Поэтому $\pi_{К\Sigma}^*$ и $q(\lambda_{вх})$ двухвального ТРД изменяются по $T_{г.пр}^*$ аналогично их изменению в системе одновального ТРД. Если бы при снижении $T_{г.пр}^*/T_n$ КПД компрессора этих двигателей изменялся одинаково, то не было бы различия и в изменении $\pi_{К\Sigma}^*$ и $q(\lambda_{вх})$, несмотря на влияние скольжения роторов. В действительности КПД η_K , характеризующий двухвальные ТРД, снижается меньше, поэтому зависимости $\pi_K^* = f(T_{г.пр}^*)$ и $q(\lambda_{вх}) = f(T_{г.пр}^*)$ протекают более полого (рис. 12.10). Вследствие этого менее интенсивно снижаются π_c , c_c , $P_{уд}$ и P по приведенной температуре газа перед турбиной. При пониженных значениях $T_{г.пр}^*$ удельный расход топлива двухвального ТРД меньше, чем одновального, благодаря повышенной удельной тяге (в рассматриваемом случае при $\lambda_c \geq 1$ двигатели не отличаются по относительному расходу топлива q_T), а практический минимум удельного расхода обеспечивается в широком диапазоне режимов.

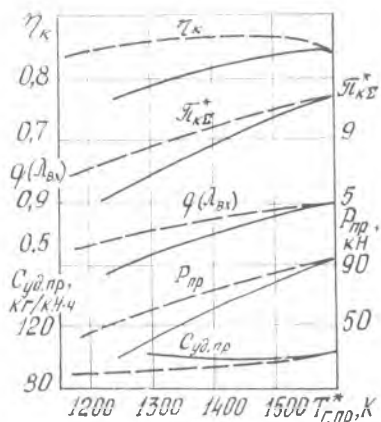


Рис. 12.10. Сравнение обобщенных характеристик ($T_n^* = 288 \text{ К}$, $p_n^* = 101,3 \text{ кПа}$) одновального (—) и двухвального (---) ТРД при $M_n = 0$ ($T_{г\alpha}^* = 1600 \text{ К}$, $\pi_{к\sigma_0}^* = 12$)

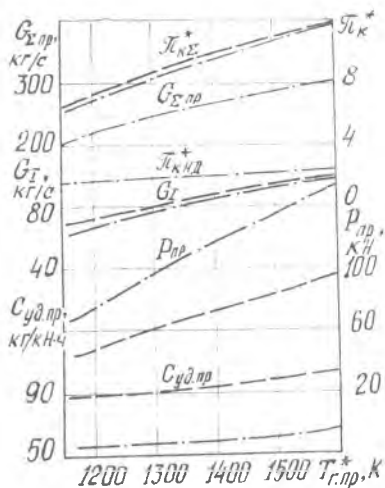


Рис. 12.11. Сравнение обобщенных характеристик двухвальных ТРД (---) и ТРДД (-.-.-). Параметры цикла и условия по рис. 12.10

Следует иметь в виду, что при сравнении двухвального и одновального ТРД в качестве одновального был принят двигатель с нерегулируемым компрессором, для него характерно резкое падение КПД η_k при снижении $n_{пр.}$. На одновальном ТРД с регулируемым направляющими аппаратами компрессора может быть обеспечен КПД, близкий по значению КПД η_k двухвального двигателя. В этом случае и характеристики этих двигателей практически не различаются.

Для обобщенных характеристик двухвальных ТРДД присущ целый ряд особенностей (рис. 12.11), что обусловлено влиянием вентилятора при его переднем расположении. (ТРДД с задним расположением вентилятора характеризуется таким же изменением параметров внутреннего контура: $\pi_{к\sigma}^*$, $\pi_{сг}$, G_1 , $T_{г.пр}^*$ и др. по температуре $T_{г.пр}^*$, как и одновальный ТРД). При переднем расположении вентилятора характер изменения параметров основного контура ТРДД количественно отличается от изменения их в системе двухвального ТРД. При снижении $T_{г.пр}^*$ вследствие увеличения степени двухконтурности $L_{кнд}$ ТРДД снижается значительно, чем $L_{кнд}$ ТРД, что приводит к более существенному снижению $\pi_{кнд}^*$ ТРДД. Соответственно значительно, чем на ТРД, снижаются суммарная степень повышения давления, расход воздуха через внутренний контур, расход топлива и тяга.

Интенсивное уменьшение $G_{I\text{ пр}}$ ТРДД при снижении $T_{г.пр}^*$ и одновременное увеличение степени двухконтурности оказывают противоположное влияние на закономерность изменения суммарного расхода воздуха $G_{\Sigma\text{ пр}} = f(T_{г.пр}^*)$. Значительное влияние на $G_{\Sigma\text{ пр}}$ оказывает также характер изменения КПД компрессора ВД. Если $\eta_{\text{КВД}}$ изменяется на обоих двигателях одинаково, то рассматриваемая кривая протекает более полого, что свидетельствует о преимуществе ТРДД по сравнению с ТРД, особенно важном для форсажных двигателей, предназначенных для сверхзвуковых скоростей полета: более пологая кривая свидетельствует о большем расходе воздуха через двигатель, а следовательно, о большей тяге в условиях работы при высоких T_n^* (V_n).

Характерной особенностью двухконтурного двигателя является существенно неодинаковое изменение параметров рабочего тела на выходе из наружного и внутреннего контуров при изменении режима, что свидетельствует о перераспределении энергии между контурами. Отношение давлений и температуры на выходе из контуров выражается через параметры рабочего процесса:

$$r = \frac{P_{II}^*}{P_I^*} = \frac{\pi_{\text{КНД}}^* \pi_{\text{ТЭ}}^*}{\pi_{\text{КЭ}}^* \sigma_{\text{К.С}}^*} = \frac{\pi_{\text{ТЭ}}^*}{\pi_{\text{КВД}}^* \sigma_{\text{К.С}}^*}; \quad (12.11)$$

$$\frac{T_{\text{КП}}^*}{T_{\text{г.пр}}^*} = \frac{288(1 + l_{\text{КНД}})}{T_{\text{г.пр}}^* (1 - l_{\text{ТЭ}})} \quad (12.12)$$

При снижении $T_{г.пр}^*$ степень повышения давления $\pi_{\text{КВД}}^*$ уменьшается, что, согласно (12.11) приводит к увеличению отношения давлений. Аналогично изменяется отношение температур (12.12). В результате увеличивается отношение скоростей истечения из сопел $c_{\text{КП}}/c_{\text{СЛ}}$ и, следовательно, отношение удельных тяг $P_{\text{удП}}/P_{\text{удI}}$. Еще значительнее увеличивается

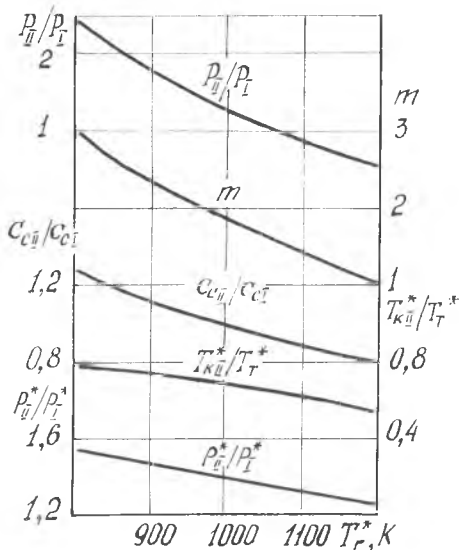


Рис. 12.12. Сравнение относительного изменения параметров в наружном и внутреннем контурах ТРДД ($T_{г.пр}^* = 1200$ К; $\pi_{\text{КЭ}0}^* = 12$; $m_0 = 1$; $\pi_{\text{КНД}0}^* = 2,4$; $M_{II} = 0$)

отношение тяги наружного контура к тяге внутреннего контура, чему способствует одновременное увеличение степени двухконтурности (рис. 12.12). При пониженных значениях $T_{г.пр}^*$ отношение $c_{сII}/c_{сI}$ становится больше единицы, что свидетельствует о неоптимальном перераспределении энергии между контурами (оптимальное отношение скоростей, как показано в гл. 6, равно КПД наружного контура и всегда меньше единицы) и приводит к снижению экономичности ТРДД. В результате на этих режимах преимущество ТРДД по удельному расходу топлива (по сравнению с ТРД) уменьшается, особенно на двигателях с большой степенью двухконтурности.

§ 12.4. Влияние параметров рабочего процесса на совместную работу узлов и на обобщенные характеристики

Параметры рабочего процесса на взлетном режиме двигателя в САУ на уровне моря при $M_{п}=0$ примем за исходные и обозначим: $\pi_{к\Sigma_0}^*$, $T_{г_0}^*$, $\pi_{кнд_0}^*$, m_0 . Изменение этих параметров приводит к изменению удельных параметров двигателя в исходной точке (гл. 7), основных закономерностей совместной работы узлов, а также характера протекания обобщенных зависимостей и, следовательно, характеристик двигателя в целом.

Чтобы облегчить анализ влияния $\pi_{к\Sigma_0}^*$, $T_{г_0}^*$, $\pi_{кнд_0}^*$ и m_0 на закономерности совместной работы узлов и обобщенные характеристики, изменение большинства параметров показано в относительном виде (по отношению к их значению в исходной точке). В следующей главе выявленные закономерности иллюстрируются на примере высотно-скоростных характеристик, приведенных в размерном виде.

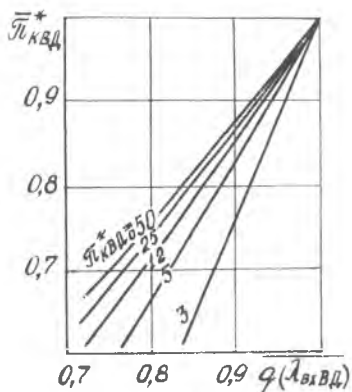
12.4.1. Одновальный газогенератор. Одновальный ТРД

Влияние $\pi_{к_0}^*$ на запасы устойчивой работы компрессора.

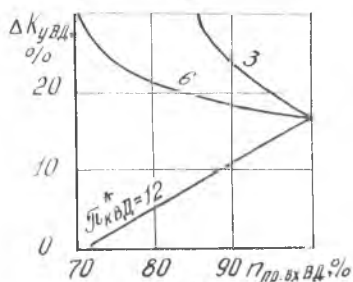
С увеличением $\pi_{к_0}^*$ угол наклона линии совместной работы уменьшается, что объясняется, как видно из уравнения (11.7,а), характером функции

$$\pi_{к}^* = f \left(\frac{\pi_{к}^*}{\sqrt{\frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{\pi_{к}^*}{\pi_{к}^* - 1}}} \right),$$

(рис. 12.13,а), а также характером изменения КПД компрессора.



а



б

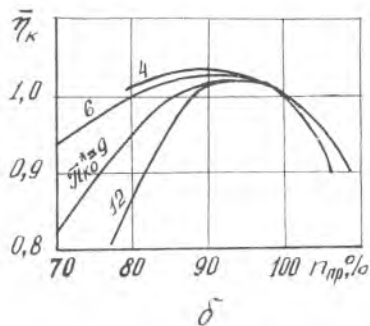


Рис. 12.13. Влияние $\pi_{квд}^*$ на наклон линии совместной работы на характеристике компрессора при $\eta_{к} = \text{const}$ (а) на КПД $\eta_{к}$ (б) и запасы устойчивой работы (в)

Как известно [28], при снижении $n_{пр}$ КПД уменьшается тем значительнее, чем выше $\pi_{квд}^*$ (рис. 12.13,б). Уменьшение $\eta_{к}$ на режимах низких приведенных частот вращения ротора приводит, как следует из уравнения (11.7,а), к смещению линии совместной работы на характеристике компрессора влево-вверх к границе неустойчивой работы.

С увеличением $\pi_{квд}^*$ увеличивается, кроме того, угол наклона границы неустойчивой работы, что объясняется рассогласованием в работе группы первых и последних ступеней компрессора при отклонении режима его работы от расчетного. Дело в том, что потребное отношение площадей сечений на входе в компрессор и на выходе из него $F_{вх}/F_{к}$, соответствующее оптимальной работе ступеней, зависит от отношения давлений в этих сечениях и при увеличении $\pi_{к}^*$ соответственно увеличивается (рис. 12.14). Однако для выполненного нерегулируемого компрессора оно сохраняется постоянным на всех режимах при изменении $\pi_{к}^*$ в широком диапазоне. Поэтому, если компрессор с высоким $\pi_{к}^*$ работает на режимах низких $n_{пр}$ и, соответственно, низких $\pi_{к}^*$, то фактическое отношение площадей

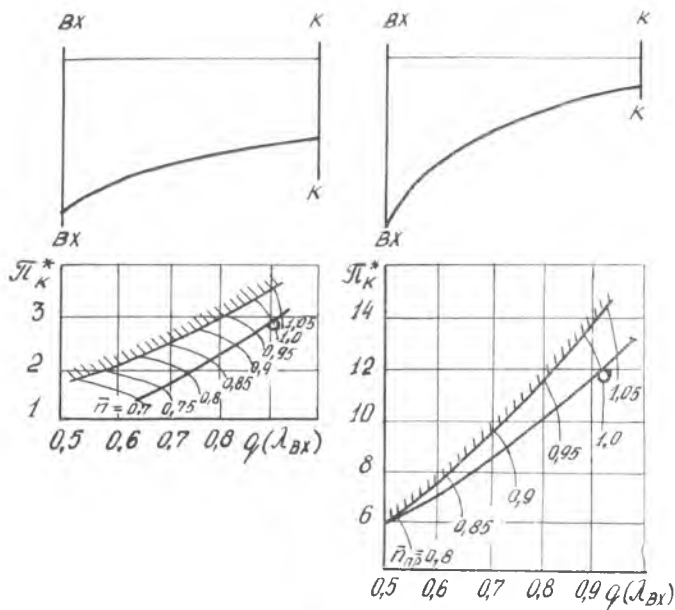


Рис. 12.14. К влиянию $\pi_{K_0}^*$ на протекание границы неустойчивой работы компрессора

$F_{вх}/F_K$ становится больше отношения, необходимого для оптимальной работы на этих режимах, т. е. площадь на входе $F_{вх}$ относительно велика, а на выходе — мала. Вследствие этого на указанных режимах осевые скорости на первых ступенях уменьшаются, углы атаки увеличиваются, рабочая точка на характеристике ступени смещается к границе неустойчивых режимов, возможен срыв потока со спинки. Осевые скорости на последних ступенях, наоборот, увеличиваются, углы атаки становятся отрицательными, ступени переходят на режимы запирания и лимитируют расход воздуха через компрессор. Вследствие этого ситуация еще больше усугубляется: последние ступени «подталкивают» первые к неустойчивой работе (к срыву). Рассогласование в работе первых и последних ступеней снижает запасы устойчивой работы на режимах низких $n_{пр}$, что и характеризуется более крутым протеканием границы неустойчивой работы.

Таким образом, с увеличением $\pi_{K_0}^*$ вследствие уменьшения угла наклона линии совместной работы на характеристике компрессора и увеличения угла наклона границы неустойчивых режимов запас устойчивой работы ΔK_y на режимах низких $n_{пр}$ уменьшается до нуля (рис. 12.13, в). Совместная работа узлов на этих режимах становится невозможна.

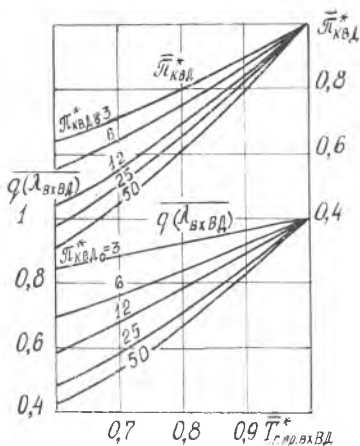


Рис. 12.15. Зависимость степени повышения давления компрессора и относительной плотности тока перед ним от температуры газа перед турбиной, приведенной к САУ по параметрам на входе в этот компрессор, при $\pi_{квд_0}^* = \text{var}$ и $\gamma_{квд} = \text{const}$

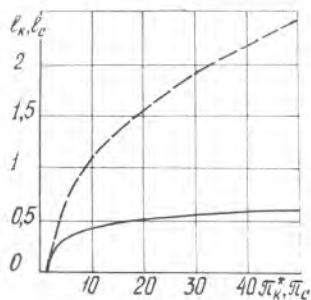


Рис. 12.16. Закономерности протекания функций:

$$\text{—} \quad l_c = \left(1 - \frac{1}{\pi_c^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}\right) \varphi_c^2 = f(\pi_c)$$

для $\varphi_c = 0,98$;

$$\text{- - -} \quad l_k = \left(\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) \frac{1}{\gamma_{к}} = f(\pi_k^*)$$

для $\gamma_{к} = 0,85$

Проблема обеспечения запасов устойчивой работы решается: путем регулирования компрессора (поворот направляющих аппаратов и перепуск воздуха из средних ступеней, гл. 14), создания многокаскадных компрессоров (многовальных двигателей), создания двухконтурных двигателей.

Влияние $\pi_{к_0}^*$ и $T_{г_0}^*$ на обобщенные характеристики одновального ТРД. Влияние параметров рабочего процесса целесообразно анализировать, начиная с зависимости степени повышения давления π_k^* от отношения температур $T_g^*/T_{вхД}^*$. Эта функция — основополагающая для вывода других закономерностей. Она определяется уравнением баланса мощности (11.6,а), решение которого применительно к газогенератору многовальных двигателей при $\pi_{квд_0}^* = \text{var}$ дает пучок кривых (рис. 12.15). С увеличением $\pi_{квд_0}^*$ угол наклона кривой увеличивается, так как одинаковому снижению работы компрессора l_k соответствует неодинаковое снижение π_k^* при различных $\pi_{к_0}^*$ (рис. 12.16).

Из рисунка (12.16) видно, что функция $l_k = f(\pi_k^*)$ — нелинейная (чем и объясняется неодинаковый угол наклона кривых $\pi_{квд}^* = f(T_g^*/T_{вхД}^*)$ при различных $\pi_{квд_0}^*$). Одинаковое снижение $\pi_{к_0}^*$ приводит к существенно неодинаковому изменению l_k при раз-

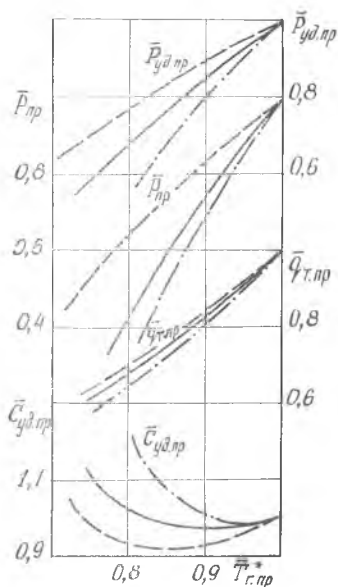


Рис. 12.17. Влияние параметров цикла $\pi_{к0}^*$ и $T_{г0}^*$ на протекание обобщенных характеристик одновального ТРД:

- — — — — $T_{г0}^* = 1600 \text{ К}, \pi_{к0}^* = 12;$
- - - - - $T_{г0}^* = 1600 \text{ К}, \pi_{к0}^* = 6;$
- · - · - · $T_{г0}^* = 1200 \text{ К}, \pi_{к0}^* = 12$

степень повышения давления каскадов, расположенных за этим сечением. (Эти зависимости, кстати, однозначно определяют положение линий совместной работы на характеристике компрессора при условии постоянства КПД компрессора).

В случае одноконтурного ТРД функции $\pi_c = f(T_{г}^*/T_{н}^*)$ свойствен такой же характер изменения, как и $\pi_k^* = f(T_{г}^*/T_{н}^*)$, поскольку степень понижения давления в турбине при $\lambda_c \geq 1$ сохраняется постоянной. При этом температура $T_{г.пр}^*$ пропорциональна $T_{г.пр}^*$, и ее снижение не зависит от $\pi_{к0}^*$.

Величины $T_{г.пр}^*$ и π_c определяют приведенную удельную тягу (рис. 12.17). Кривые $\bar{P}_{уд.пр} = f(T_{г.пр}^*)$ при $\pi_{к0}^* = \text{вар}$ обычно расслаиваются меньше, чем исходные зависимости $\bar{\pi}_c = f(T_{г.пр}^*)$, так как с увеличением $\pi_{к0}^*$ увеличивается абсолютное значение $\pi_{с0}$ и уменьшается коэффициент влияния π_c на c_c (см. рис. 12.16).

личных значениях $\pi_{к0}^*$ [10], например, при снижении $\pi_{к0}^*$ в 2 раза l_k снижается в 1,4 раза при $\pi_{к0}^* = 25$ и в 2,5 раза при $\pi_{к0}^* = 3$.

Согласно уравнению (11.5), зависимость $\pi_{кВД}^* = f(T_{г}^*/T_{вхВД}^*)$ однозначно определяет изменение плотности тока $q(\lambda_{вхВД})$ по $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$.

Функции $\pi_{кВД}^* = f(T_{г}^*/T_{вхВД}^*)$ и $q(\lambda_{вхВД}) = f(T_{г}^*/T_{вхВД}^*)$, полученные для газогенераторов ВД (см. рис. 12.5), имеют универсальный характер: они справедливы для одновального ТРД, для сечения на входе в многовальный компрессор ТРД, а также для любого сечения на входе в какой-либо каскад многовального компрессора или на выходе из него. В последнем случае под абсциссой следует понимать отношение температуры газа перед турбиной к температуре воздушного потока в рассматриваемом сечении, а под $\pi_{к0}^*$ — суммарную степе-

Относительный расход топлива q_T при снижении $T_{г.пр}^*$ уменьшается тем значительнее, чем меньше разность $(T_{г.}^* - T_{к.}^*)$, т. е. чем больше $\pi_{к_0}^*$ и меньше $T_{г_0}^*$ (см. рис. 12.17).

По кривым $q_T = f(T_{г.пр}^*)$ и $P_{уд.пр} = f(T_{г.пр}^*)$ определяется изменение удельного расхода топлива. На характер протекания кривых $\overline{C}_{уд.пр} = f(T_{г.пр}^*)$, как и на $\overline{P}_{уд.пр} = f(T_{г.пр}^*)$, существенное влияние оказывает изменение КПД компрессора.

Кривые $q(\lambda_{вх}) = f(T_{г.пр}^*)$ и $P_{уд.пр} = f(T_{г.пр}^*)$ определяют функцию $P_{пр} = f(T_{г.пр}^*)$. С увеличением $\pi_{к_0}^*$ при $T_{г.пр}^* = \text{const}$ тяга $\overline{P}_{пр}$ уменьшается. Она уменьшается, например, на 20% при $T_{г.пр}^* = 0,85$ и увеличении $\pi_{к_0}^*$ одновального ТРД от 6 до 12.

Необходимо подчеркнуть, что на закономерности изменения $\pi_{к.}^*$, $q(\lambda_{вх})$, π_c и $T_{г.пр}^*$ по $T_{г.пр}^*$ не влияет температура газов $T_{г_0}^*$ в исходной расчетной точке. При сверхкритическом истечении газа из сопла она не влияет, как видно из уравнения (11.7, а), и на положение линии совместной работы и, следовательно, на запасы устойчивой работы. Однако на угол наклона кривых $P_{пр} = f(T_{г.пр}^*)$ и $C_{уд.пр} = f(T_{г.пр}^*)$ температура оказывает влияние: с увеличением $T_{г_0}^*$ кривая, характеризующая изменение тяги по $T_{г.пр}^*$, протекает выше, а удельного расхода топлива в области высоких режимов — круче.

12.4.2. Двухвальный газогенератор. Двухвальный ТРД(Д)

Особенности двухвального ТРД. Поскольку функции $\pi_{к.}^* = f(T_{г.пр}^*)$ и $q(\lambda_{вх}) = f(T_{г.пр}^*)$, на основании которых проводился анализ влияния параметров цикла на обобщенные характеристики, носят универсальный характер, то и результаты проделанного анализа одинаково справедливы как для одновального, так и для двухвального ТРД.

Изменение $\pi_{кнд_0}^*$ при $\pi_{к\sigma_0}^* = \text{const}$ практически не оказывает влияния на обобщенные характеристики (если при этом не изменяется суммарный КПД компрессора), но угол наклона линий совместной работы на характеристиках компрессоров НД и ВД двухвального ТРД при этом изменяется. Линию совместной работы ориентировочно можно нанести на характеристику компрессора НД (как и на характеристику компрессора ВД) на основании универсальных зависимостей (см. рис. 12.15). Однако изменение $\pi_{кнд}^* = f(T_{г.пр}^*)$ следует определять по $\pi_{кнд_0}^* = \text{const}$, а изменение $q(\lambda_{вх}) = f(T_{г.пр}^*)$ — по $\pi_{к\sigma_0}^* = \pi_{кнд_0}^* \pi_{квд_0}^*$. Более строго эта линия может быть построена, как указано в разделе 12.1.1.

С уменьшением $\pi_{кнд_0}^*$ при $\pi_{к\sigma_0}^* = \text{const}$ угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД уменьшается (рис. 12.18, а), так как увеличивается $\pi_{квд_0}^*$, следовательно, более интенсивно уменьшается про-

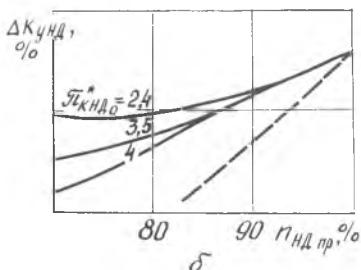
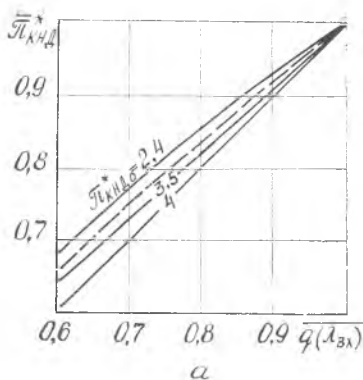


Рис. 12.18. Влияние $\pi_{кнд}^*$ и $\pi_{к\sigma_0}^*$ на наклон линии совместной работы на характеристике компрессора низкого давления ТРД (а) и на запасы устойчивой работы компрессора НД ТРД (б): — — $\pi_{к\sigma_0}^* = 12$, $\pi_{кнд_0}^* = \text{var}$; - - - $\pi_{к\sigma_0}^* = 25$, $\pi_{кнд_0}^* = 4$

пуская способность сети за этим компрессором при снижении температуры $T_{г.пр}^*$. При этом запасы устойчивой работы $\Delta K_{унд}$ не уменьшаются, а, как правило, увеличиваются (рис. 12.18, б) вследствие того, что граница помпажа компрессора с невысоким $\pi_{кнд_0}^*$ протекает более полого.

С увеличением $\pi_{к\sigma_0}^*$ при $\pi_{кнд_0}^* = \text{const}$ угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД уменьшается, что ведет к значительному уменьшению запасов устойчивой работы этого компрессора (см. рис. 12.18).

Закономерности совместной работы узлов двухвального газогенератора, работающего в системе трехвального ТРДД или одноконтурных двигателей, например, трехвального турбовального двигателя со свободной турбиной, не отличаются от закономерностей работы узлов двухвального ТРД.

Особенности двухвального ТРДД. Угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД (вентилятора) двухвального ТРДД (а следовательно, изменение запасов устойчивой работы при изменении частоты вращения роторов) зависит не только от $\pi_{кнд_0}^*$ и $\pi_{квд_0}^*$ (как на двухвальном ТРД), но и от степени двухконтурности в исходной расчетной точке m_0 . Обобщенные характеристики этого двигателя зависят, кроме того, от температуры $T_{г_0}$, а закономерности совместной работы узлов (как и на ТРД) от нее не зависят (при постоянных значениях $\pi_{к\sigma_0}^*$, $\pi_{кнд_0}^*$ и m_0), что следует из анализа уравнений (11.7, а), (11.8), (11.9, б) и (11.10). Однако величину $\pi_{кнд_0}^*$ обычно выбирают в исходной точке из условия наиболее выгодного распределения энергии между контурами и не рассматривают как независимую переменную. В этом случае влияние любого из параметров — $\pi_{к\sigma_0}^*$, $T_{г_0}$, m_0 на обобщенные характеристики рассматривается одновременно с изменением $\pi_{кнд_0}^*$. Поскольку оптимальное значение $\pi_{кнд_0}^*$ зависит от $T_{г_0}$, то и закономерности совместной работы узлов также зависят от температуры.

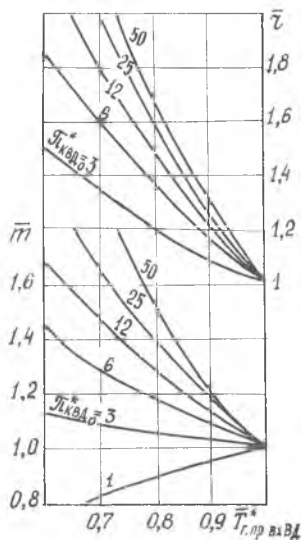


Рис. 12.19. Закономерности изменения степени двухконтурности и отношения давлений в контурах в зависимости от температуры $T_{г,пр}^*$ при $\pi_{квд0}^* = \text{var}$

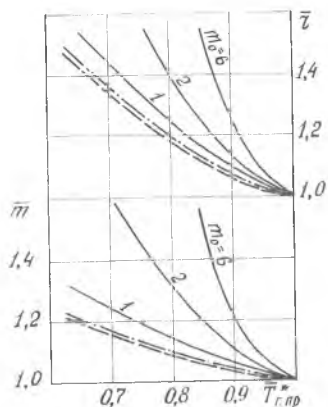


Рис. 12.20. Влияние параметров $\pi_{к\Sigma_0}^*$, $T_{г0}^*$ и m_0 на закономерности изменения величин m , r в зависимости от температуры $T_{г,пр}^*$:
 ————— — $T_{г0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 1$; 2; 6;
 - - - - - — $T_{г0}^* = 1600$ К; $\pi_{к\Sigma_0}^* = 12$, $m_0 = 2$;
 - · - · - · — $T_{г0}^* = 2000$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 2$

Главной особенностью ТРДД, оказывающей влияние и на запасы устойчивости компрессора НД, и на обобщенные характеристики, является, как показано в разделе 12.3.3, изменение отношений m , r по приведенной температуре газа перед турбиной.

Рассмотрим влияние суммарной степени повышения давления $\pi_{к\Sigma_0}^*$, температуры $T_{г0}^*$ и степени двухконтурности m_0 на эти закономерности, а через них — на особенности совместной работы узлов и на обобщенные характеристики.

Отношения r и m , если их рассматривать в зависимости от отношения температур $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$, определяются функциями (см. рис. 12.15) $\pi_{квд}^* = f(T_{г}^*/T_{вхВД}^*)$ и $q(\lambda_{вхВД}) = f(T_{г}^*/T_{вхВД}^*)$.

Первая из этих функций однозначно определяет изменение отношения давлений в контурах (12.11), вторая, согласно формуле (11.8), — изменение степени двухконтурности (рис. 12.19).

Из рис. 12.19 видно, что изменение отношений r и m в зависимости от $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$ определяется величиной $\pi_{квд0}^*$, влияние которой весьма значительно. Например, при $T_{г}^*/T_{вхВД}^* = 0,8$ изменению $\pi_{квд0}^*$ от 5 до 10 соответствует изменение относительной степени двухконтурности \bar{m} от 1,15 до 1,6. При $\pi_{квд0}^* = 1$ (ТРДД с одинаковыми степенями повышения давления в наружном и внутреннем контурах) степень двухконтурности при снижении отношения $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$ даже уменьшается, что объясняется неодинаковым изме-

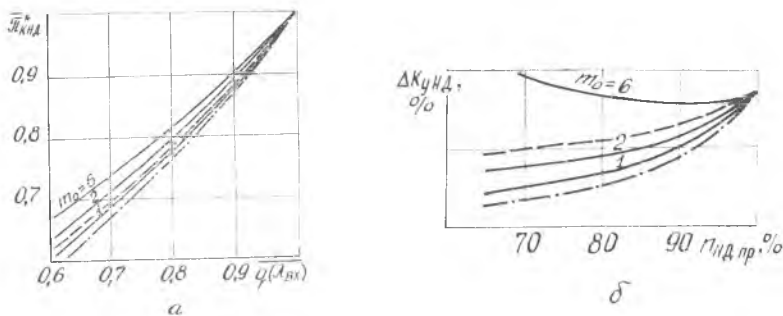


Рис. 12.21. Влияние $\pi_{к\Sigma_0}^*$, $T_{г_0}^*$ и m_0 на наклон линии совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД с передним расположением компрессора наружного контура (а) и на запасы устойчивой работы $\Delta K_{унД}$ (б):

- — — — $T_{г_0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 1; 2; 6$;
- $T_{г_0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 12$, $m_0 = 2$;
- . - . - $T_{г_0}^* = 2000$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 2$

нением расходов воздуха: расход через внутренний контур снижается менее значительно, чем через наружный, вследствие увеличения пропускной способности камеры сгорания (уменьшения степени подогрева газа $T_{г^*}/T_{к^*}$).

Величина $\pi_{квД_0}^*$ оказывает основное влияние и на характер изменения m и r в зависимости от $T_{г^*}/T_{н^*}$ (рис. 12.20). При этом m и r зависят также от $T_{г_0}^*$ и m_0 , так как при $\pi_{к\Sigma_0}^* = \text{const}$ изменение $T_{г_0}^*$ или m_0 при оптимальном $\pi_{кнД_0}^*$ сопровождается изменением $\pi_{квД_0}^*$. С увеличением m_0 (или со снижением $T_{г_0}^*$) при $\pi_{к\Sigma_0}^* = \text{const}$ и оптимальном распределении энергии между контурами величина $\pi_{кнД_0}^*$ уменьшается, соответственно увеличивается $\pi_{квД_0}^*$. С возрастанием $\pi_{к\Sigma_0}^*$ степень повышения давления $\pi_{квД_0}^*$ также растет; в этом случае крутизна протекания кривых r и $m = f(T_{г.пр}^*)$ увеличивается.

Благодаря особенностям изменения m по $T_{г.пр}^*$ с увеличением $\pi_{к\Sigma_0}^*$ угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД ТРДД уменьшается не столь значительно, как на аналогичной характеристике ТРД (сравни рис. 12.21, а и 12.18, а). Соответственно меньше снижаются запасы устойчивой работы этого компрессора при низких $n_{пр}$. С увеличением m_0 (или со снижением $T_{г_0}^*$) угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД уменьшается, а запасы устойчивости $\Delta K_{унД}$ увеличиваются вследствие увеличения $\pi_{квД_0}^*$ и уменьшения $\pi_{кнД_0}^*$ (рис. 12.21).

Заметим, что такой характер влияния степени двухконтурности на угол наклона линии совместной работы противоположен влиянию m_0 при $\pi_{квД_0}^* = \text{const}$ (см. рис. 12.6). Чтобы объяснить характер зависимости угла наклона от условия, при котором энергия распределяется между контурами с изменением m_0 , проанализируем зависимость пропускной способности сети за компрессором НД от $T_{г.пр}^*$ при $m_0 = \text{var}$ и $\pi_{кнД_0}^* = \text{var}$. Величину, характери-

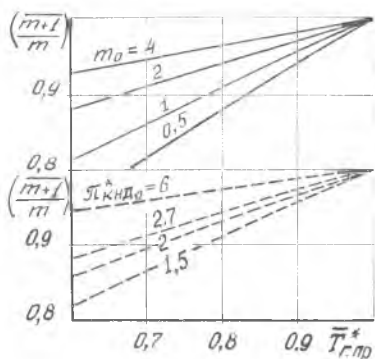


Рис. 12.22. Закономерности изменения функции $(m+1)/m = f(T_{г.пр}^*)$ в зависимости от m_0 при $\pi_{кнд_0}^* = 2,7$ (—) и от $\pi_{кнд_0}^*$ при $m_0 = 2$ (---): $\pi_{к\sigma_0}^* = 25$, $\eta_k = \text{const}$

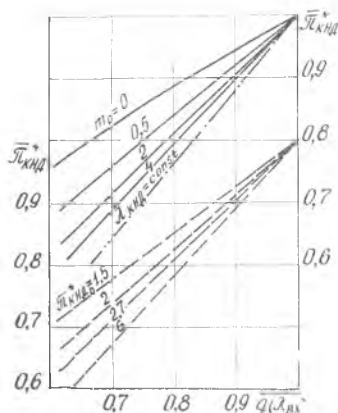


Рис. 12.23. Закономерности изменения положения линии совместной работы на характеристике компрессора НД в зависимости от m_0 при $\pi_{кнд_0}^* = 2,7$ (—) и от $\pi_{кнд_0}^*$ при $m_0 = 2$ (---): $\pi_{к\sigma_0}^* = 25$ и $\eta_k = \text{const}$

зующую пропускную способность (см. раздел 12. 1.3), представим как отношение $(m+1)/m$, учитывая, что $q(\lambda_{вд})$ пропорциональна $1/m$.

С увеличением m_0 при $\pi_{кнд_0}^* = \text{const}$ и $\pi_{к\sigma_0}^* = \text{const}$ кривые $(m+1)$ по $T_{г.пр}^*$ протекают круче, а кривые $(m+1)/m = f(T_{г.пр}^*)$ — соответственно положе (рис. 12.22). Вследствие этого угол наклона линии совместной работы увеличивается (рис. 12.23), изменяясь в интервале от угла наклона линии на характеристике компрессора НД ТРД ($m_0 = 0$) до угла наклона линии постоянной пропускной способности $\lambda_{кп} = \text{const}$ ($m_0 = \infty$).

С уменьшением $\pi_{кнд_0}^*$ при $m_0 = \text{const}$ и $\pi_{к\sigma_0}^* = \text{const}$ кривые, характеризующие пропускную способность, протекают круче (см. рис. 12.22), а угол наклона линии совместной работы уменьшается (см. рис. 12.23).

С увеличением m_0 при $\pi_{кнд_0}^* = \text{const}$, $\pi_{к\sigma_0}^* = \text{const}$ и $T_{г_0}^* = \text{const}$ пропускная способность по $T_{г.пр}^*$ изменяется меньше, так как противоположное влияние двух факторов частично компенсируется, а запасы $\Delta K_{унд}$, как уже отмечалось, повышаются, поскольку граница неустойчивой работы компрессора с уменьшением $\pi_{кнд_0}^*$ протекает более полого. Поэтому на ТРДД с высокими m_0 не возникает проблемы обеспечения запасов устойчивой работы вентилятора при низких $n_{пр}$.

С изменением $\pi_{к\sigma_0}^*$, $T_{г_0}^*$, m_0 и соответственно $\pi_{квд_0}^*$ запас устойчивой работы компрессора ВД $\Delta K_{уд}$ изменяется в соответствии с закономерностями, показанными на рис. 12.13.

Итак, поле характеристик возможного расположения линий совместной работы на характеристиках компрессоров можно разделить на две зоны (рис. 12.24): нижнюю, которая характерна для компрессоров ВД и одно-

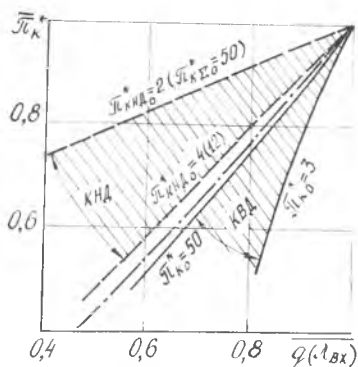


Рис. 12.24. Наклон линии совместной работы в поле характеристик компрессоров: ———— одновальный ТРД и компрессор ВД двухвальных ТРД и ТРДД; ———— компрессор НД двухвальных ТРД и ТРДД; ———— компрессор НД ТРДД с задним расположением турбовентилятора паружного контура ($\lambda_{кII} = \text{const}$)

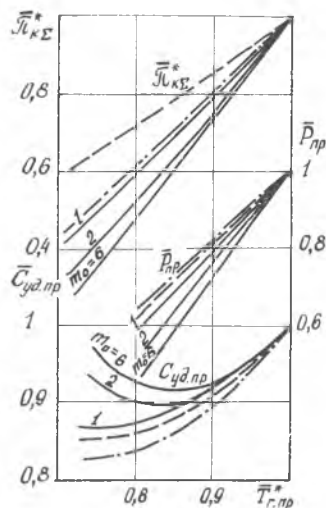


Рис. 12.25. Влияние параметров $\pi_{к\Sigma_0}^*$, $T_{г_0}^*$ и m_0 на обобщенные характеристики ТРДД ($T_H^* = 288 \text{ K}$, $p_H^* = 101325 \text{ Па}$, $M_H = 0$):
 ———— — $T_{г_0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 1, 2, 6$;
 - - - - - $T_{г_0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 12$, $m_0 = 2$;
 - · - · - · $T_{г_0}^* = 2000 \text{ K}$, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 2$

вального ТРД, и верхнюю, характерную для компрессоров НД и СД многовальных двигателей. Эти две зоны разделяются линией постоянной пропускной способности $\lambda_{кII} = \text{const}$.

Характер влияния параметров цикла ($\pi_{к\Sigma_0}^*$ и $T_{г_0}^*$) на обобщенные характеристики ТРДД подобен их влиянию на характеристики ТРД (сравни рис. 12.25 и 12.17). Влияние степени двухконтурности на обобщенные характеристики показано на рис. 12.25. С увеличением m_0 особенности ТРДД, рассмотренные в разделе 12.3.3, проявляются все более значительно: увеличивается угол наклона кривых $G_{г.пр}$, $P_{уд.пр}$ и $P_{пр}$, минимум удельного расхода топлива смещается в область высоких режимов.

При постоянном КПД компрессора кривая $G_{г.пр} = f(T_{г.пр}^*)$ протекает тем выше, чем выше m_0 и меньше $\pi_{кНД_0}^*$ (рис. 12.26): с увеличением m_0 увеличивается крутизна протекания кривой $(m+1) = f(T_{г.пр}^*)$, так как увеличивается доля расхода воздуха через наружный контур, пропускная способность которого не уменьшается при снижении $T_{г.пр}^*$; при снижении $\pi_{кНД_0}^*$ кривые $\pi_{кНД}^* = f(T_{г.пр}^*)$ протекают выше (рис. 12.27), что объясняется особенностями протекания функции $l_k = f(\pi_k^*)$ (см. рис. 12.16). Закономерности изменения $\pi_{кНД}^*$

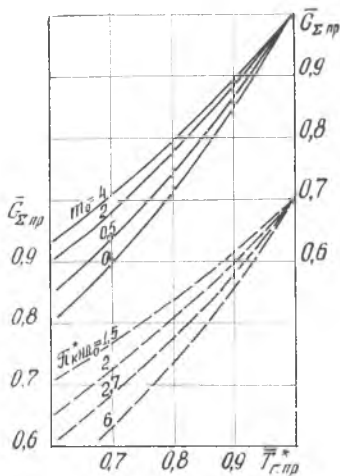


Рис. 12.26. Закономерность изменения суммарного расхода воздуха $G_{\Sigma пр}$ по $T_{г.пр}^*$ в зависимости от m_0 при $\pi_{кнД_0}^* = 2,7$ (—) и от $\pi_{кнД_0}^*$ при $m_0 = 2$ (---): $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$ и $\eta_k = \text{const}$

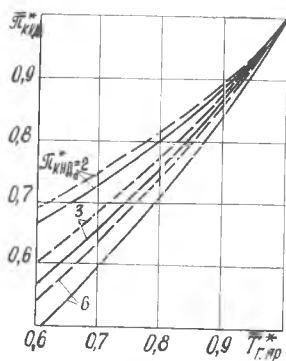


Рис. 12.27. Закономерность изменения $\pi_{кнД}^*$ по $T_{г.пр}^*$ при $m_0 = 2$ и $\pi_{к\Sigma_0}^* = 12$ (---); $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$ (—)

по $T_{г.пр}^*$ однозначно определяют приведенный расход воздуха через наружный контур ТРДД с задним расположением вентилятора при $\lambda_{сПкпр} = 1$ (уравнение неразрывности (11.4) для сечений на входе в вентилятор и на выходе из наружного контура можно представить в виде $q(\lambda_{вкП}) = \text{const} \pi_{кП}^* / \sqrt{1 + I_{кП}}$). Эти закономерности оказывают основное влияние также на характер изменения по $T_{г.пр}^*$ суммарного расхода воздуха $G_{\Sigma пр}$, проходящего через ТРДД с передним расположением вентилятора.

Кроме того, степень повышения давления $\pi_{кнД}^*$ при заданном числе $M_{п}$ практически однозначно определяет $\pi_{с}$ ТРДД со смешением потоков. Изменение $\pi_{с}$ обуславливает, в свою очередь, изменение удельной и, следовательно, полной тяги по числу $M_{п}$. Таким образом, величина $\pi_{кнД_0}^*$ оказывает определяющее влияние на закономерности $\pi_{кнД}^* = f(T_{г.пр}^*)$ и $G_{\Sigma пр} = f(T_{г.пр}^*)$, а для ТРДДФсм с одинаковыми $\pi_{кнД_0}^*$ присущи идентичные характеристики по числу $M_{п}$ [10, 40].

На рис. 12.28 сравниваются обобщенные характеристики ТРДД с низким ($T_{г_0}^* = 1200$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 12$ и $m_0 = 1$), средним (1500 К, 25 и 3) и высоким (2000 К, 50 и 10) уровнями параметров рабочего процесса при одинаковом расходе топлива в исходной расчетной точке. С повышением $T_{г_0}^*$ относительный расход топлива q_{T_0} увеличивается, что ведет к уменьшению

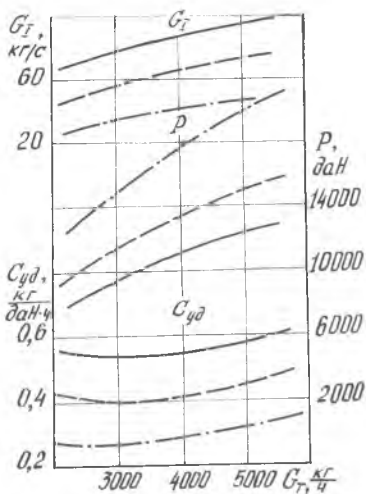


Рис. 12.28. Сравнение трех ТРДД с различным уровнем параметров рабочего процесса при одинаковом расходе топлива через основной контур ($H=0$, $M_{п}=0$, CAU):

- — — — — $T_{r_0}^* = 1200 \text{ К}$, $\pi_{k\Sigma_0}^* = 12$, $m_0 = 1$;
- - - - - $T_{r_0}^* = 1500 \text{ К}$, $\pi_{k\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 3$;
- · - · - · $T_{r_0}^* = 2000 \text{ К}$, $\pi_{k\Sigma_0}^* = 50$, $m_0 = 10$

более строго выбирать эту температуру. При этом следует учитывать наработку двигателя как на режиме длительного полета, так и на других режимах.

Рассмотренные закономерности совместной работы узлов турбокомпрессора НД и особенности обобщенных характеристик в рамках принятых допущений одинаково справедливы как для двухвального, так и трехвального ТРДД.

§ 12.5. Особенности совместной работы узлов ТРДДсм

Обобщенные характеристики

Как известно из газовой динамики, при докритических скоростях и параллельном движении потоков статическое давление в потоках наружного и внутреннего контуров в сечении на входе в камеру смешения (см. рис. 1.5) одинаково. Пренебрегая

расхода воздуха через основной контур при условии $G_T = \text{const}$.

Одновременное повышение $T_{r_0}^*$, $\pi_{k\Sigma_0}^*$ и m_0 приводит к значительному снижению удельного расхода топлива и к соответствующему увеличению тяги.

Подчеркнем, что увеличение параметров рабочего процесса ТРДД весьма целесообразно, так как позволяет существенно повысить эффективность этих двигателей и, кроме того, такое увеличение параметров легче, чем на ТРД, реализуется при обеспечении потребных запасов устойчивости компрессора.

Следует заметить, что увеличение $\pi_{k\Sigma_0}^*$ приводит к более интенсивному изменению r и $T_{кII}^*/T_T^*$ по $T_{r,пр}^*$, а следовательно, к значительному перераспределению энергии между контурами. Поэтому на двигателе с высоким значением $\pi_{k\Sigma_0}^*$ значительное отклонение от $T_{r,пр}^*$, при котором обеспечивается оптимальное распределение энергии между контурами, ведет к снижению эффективности ТРДД. Для ТРДД с высокими параметрами цикла необходимо

изменением статического давления по длине цилиндрической камеры смешения, имеем

$$p_{II} = p_I = p_{см} \quad \text{или} \quad p_{II}^* \pi(\lambda_{II}) = p_I^* \pi(\lambda_I) = p_{см}^* \pi(\lambda_{см}).$$

Выразим полное давление на выходе из камеры смешения через давления на входе в нее по приближенной формуле (9.7). Подставим $p_{см}^*$ в исходное равенство и поделим его на p_I^* , в результате получим

$$r\pi(\lambda_{II}) = \pi(\lambda_I) = (rF_{II} + F_I) \frac{\pi(\lambda_{см})}{F_{II} + F_I},$$

где F_{II} и F_I — эффективные площади потоков на выходе из каналов паружного и внутреннего контуров соответственно (на входе в камеру смешения). Из этого соотношения получим формулы, характеризующие приведенные скорости в сечениях на выходе из наружного и внутреннего контуров:

$$\pi(\lambda_I) = (rF_{II}/F_I + 1) \frac{\pi(\lambda_{см})}{F_{II}/F_I + 1}; \quad (12.13)$$

$$\pi(\lambda_{II}) = \frac{\pi(\lambda_I)}{r} = \frac{rF_{II}/F_I + 1}{r} \frac{\pi(\lambda_{см})}{F_{II}/F_I + 1}. \quad (12.14)$$

В них величина $\pi(\lambda_{см})$ для критического течения газа в минимальном сечении сопла сохраняется постоянной, так как согласно уравнению неразрывности

$$q(\lambda_{см}) = \frac{F_{с,кр}}{F_{см}} \sigma_c q(\lambda_{с,кр}). \quad (12.15)$$

В этом случае в правой части формул может изменяться только r — отношение давлений в сечении на выходе из контуров.

При снижении $T_{г}^*/T_{н}^*$ отношение давлений r , как показано в разделе 12.3.3, увеличивается. Поэтому на ТРДД_{см} потоки с разными p_{II}^* и p_I^* втекают в камеру смешения, статическое давление в которой $p_{ст}$ одинаково для наружного и внутреннего контуров. Следовательно, в рассматриваемом случае отношение давлений $p_{II}^*/p_{ст}$ возрастает, а $p_I^*/p_{ст}$ снижается. Соответственно изменяются приведенные скорости: на выходе из наружного контура λ_{II} увеличивается, а на выходе из внутреннего контура λ_I уменьшается (рис. 12.29).

Таким образом, в отличие от ТРДД без смешения потоков, выход из наружного и внутреннего контуров которого в газодинамическом отношении «заперт» критической скоростью потоков в минимальных сечениях сопел, в двигателе со смешени-

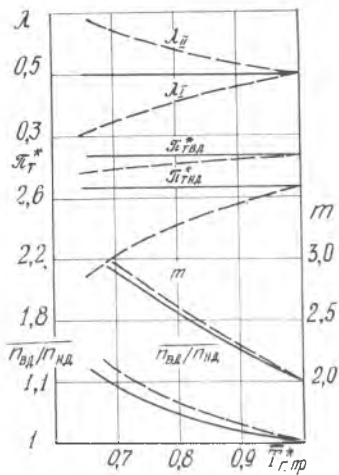


Рис. 12.29. Особенности совместной работы узлов ТРДД со смешением потоков ($p_{к\psi_0}^* = 25$, $p_{кнд_0}^* = 2,5$, $m_0 = 2$, $\lambda_c \geq 1$):
 — без смешения;
 - - - со смешением

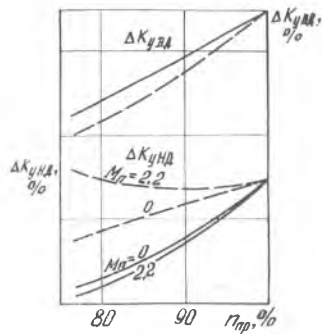


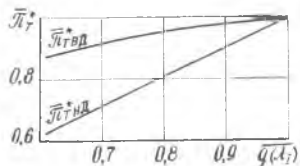
Рис. 12.30. Влияние схемы ТРДД на запасы устойчивой работы компрессоров. Обозначения и параметры цикла по рис. 12.29.

ем потоков пропускная способность на выходе из контуров не сохраняется постоянной даже на режимах сверхкритического истечения газа. При снижении $T_{г}^*/T_{н}^*$ она увеличивается на выходе из наружного контура и уменьшается на выходе из внутреннего контура. Эта важная особенность двигателя рассматриваемой схемы предопределяет и другие его особенности.

Увеличение пропускной способности сети на выходе из наружного контура ТРДДсм ведет к более значительному, чем на ТРДД, увеличению степени двухконтурности (11.8). А уменьшение пропускной способности сети за турбиной приводит к уменьшению $l_{нд}^*$, $l_{кнд}$ и $n_{нд}$, т. е. к увеличению скольжения роторов (см. рис. 12.29). При снижении $T_{г}^*/T_{н}^*$ вследствие более значительного увеличения m и $p_{вд}/p_{нд}$ угол наклона линии совместной работы на характеристике компрессора НД увеличивается, соответственно повышается запас $\Delta K_{унд}$ (рис. 12.30) по сравнению с его значением на двигателе без смешения потоков. Запас устойчивой работы компрессора НД ТРДДсм при снижении приведенной частоты вращения ротора и $\lambda_c \geq 1$, как правило, не уменьшается, и даже может увеличиваться. На двигателях других схем, особенно на двухвальном ТРД, в этом случае запас устойчивой работы обычно снижается.

Схема ТРДДсм наиболее эффективна с точки зрения увеличения $\Delta K_{унд}$ при низких $n_{пр}$, поскольку это единственный двига-

Рис. 12.31. Зависимость $\pi_{\text{ТВД}}^*$ и $\pi_{\text{ТНД}}^*$ от безразмерной плотности тока в сечении на выходе из внутреннего контура ($\pi_{\text{ТВД}_0}^* = 3,6$, $\pi_{\text{ТНД}}^* = 2,6$, $\lambda_{I_0} = 0,43$)



тель, у которого при снижении $T_{\text{г.пр}}^*$ пропускная способность на выходе из наружного контура увеличивается.

Следует, однако, иметь в виду, что при низких $T_{\text{г}}^*/T_{\text{н}}^*$ снижение $\pi_{\text{ТНД}}^*$ может привести к незначительному снижению $\pi_{\text{ТВД}}^*$ к соответствующему смещению линии совместной работы на характеристике компрессора ВД и незначительному снижению запаса $\Delta K_{\text{увд}}$. (Влияние $\pi_{\text{ТВД}}^*$ на $\Delta K_{\text{увд}}$ анализируется в гл. 14).

Линии совместной работы на характеристиках компрессоров ВД и НД (например, двухвального ТРДДсм) можно рассчитать, как указано в разделе 12.1.1. Особенности расчета ТРДДсм в основном заключаются в определении степеней понижения давления в турбинах $\pi_{\text{ТВД}}^*$ и $\pi_{\text{ТНД}}^*$.

Так как $\pi_{\text{ТВД}}^*$ и $\pi_{\text{ТНД}}^*$ изменяются в полном диапазоне изменения $T_{\text{г.пр}}^*$, целесообразно предварительно построить вспомогательные зависимости $\pi_{\text{ТВД}}^* = f[q(\lambda_1)]$ и $\pi_{\text{ТНД}}^* = f[q(\lambda_1)]$, рис. 12.31, как указано в § 11.2. Следует заметить, что эти зависимости не могут быть построены по π_c или по $\pi_{\text{в}}$ (как для двигателя без смещения потоков), так как уравнение баланса давлений внутреннего контура не определяет в данном случае величину π_c , которая зависит также от давления в наружном контуре, что обусловлено смещением потоков.

Даже на режимах сверхкритического истечения газа из сопла $\pi_{\text{ТНД}}^*$ и $\pi_{\text{ТВД}}^*$ определяются по предварительно рассчитанным зависимостям методом последовательных приближений: задаются несколькими рабочими точками на линии совместной работы на характеристике компрессора ВД; вычисляют соответствующие значения r по формуле (12.11) в первом приближении при $\pi_c^* = \text{const}$; определяют плотность тока $q(\lambda_1)$ на основании (12.13). Далее находят $\pi_{\text{ТВД}}^*$ и $\pi_{\text{ТНД}}^*$, и расчет линий совместной работы уточняется (по методике, изложенной в 12.1.1).

Отмеченные особенности совместной работы узлов ТРДД рассматриваемой схемы оказывают незначительное влияние на обобщенные характеристики. При снижении $T_{\text{г}}^*/T_{\text{н}}^*$ уменьшается выигрыш в тяге и удельном расходе топлива, обусловленный смещением потоков, вследствие уменьшения разности температур и увеличения разности давлений в смешиваемых потоках. Более значительно, как отмечалось, изменяется m и менее зна-

чительно — величина x , характеризующая распределение энергии между контурами. Противоположное влияние этих факторов на тягу в основном компенсируется, поэтому различия в характере протекания кривых $P_{\text{пр}} = f(T_{\text{г.пр}}^*)$ и $C_{\text{уд.пр}} = f(T_{\text{г.пр}}^*)$ для двигателей без смещения и со смещением потоков обычно несущественны. Существенным является только то, что кривая $G_{\text{в.пр}} = f(T_{\text{г}}^*/T_{\text{н}}^*)$ протекает положе, что объясняется особенностью изменения степени двухконтурности.

Характер влияния параметров рабочего процесса на совместную работу узлов и характеристики ТРДД (§ 12.4) аналогичен и для двигателя со смещением потоков. Особенности ТРДДсм связаны, как отмечалось, с непостоянством плотности тока $q(\lambda_i)$ в сечении на выходе из контуров. Наиболее значительное влияние на интенсивность изменения функций $q(\lambda_{\text{I}})$ и $q(\lambda_{\text{II}})$ в зависимости от $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вхВД}}^*$ оказывает $\pi_{\text{КВД}_0}^*$, так как с изменением этой величины значительно изменяется угол наклона кривой $r = f(T_{\text{г}}^*/T_{\text{вхВД}}^*)$, с увеличением $\pi_{\text{КВД}_0}^*$ она протекает круче (см. рис. 12.19), что ведет к более интенсивному увеличению $q(\lambda_{\text{II}})$ и к уменьшению $q(\lambda_{\text{I}})$ при снижении $T_{\text{г}}^*/T_{\text{н}}^*$. Значит, такое же изменение этих величин происходит вследствие увеличения $\pi_{\text{КВД}_0}^*$, снижения $T_{\text{г}_0}^*$ или увеличения m_0 при оптимальном $\pi_{\text{КНД}_0}^*$, сопровождающихся увеличением $\pi_{\text{КВД}_0}^*$. Во всех случаях более значительное изменение $q(\lambda_{\text{II}})$ и $q(\lambda_{\text{I}})$ приводит к более интенсивному изменению степени двухконтурности, а также скольжения роторов по $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вхВД}}^*$, и оказывает соответствующее влияние на изменение запасов устойчивости $\Delta K_{\text{унд}}$ по сравнению с их изменением на двигателе без смещения потоков.

Как следует из (12.13) и (12.14), изменение $q(\lambda_{\text{I}})$ и $q(\lambda_{\text{II}})$ в общем случае зависит от отношения площадей $F_{\text{II}}/F_{\text{I}}$, которое определяется в основном исходной степенью двухконтурности, поскольку при $P_{\text{II}_0}^* = P_{\text{I}_0}^*$

$$m_0 = \frac{G_{\text{II}_0}}{G_{\text{I}_0}} = \frac{F_{\text{II}}}{F_{\text{I}}} \sqrt{\frac{T_{\text{г}_0}^*}{T_{\text{кII}_0}^*}}$$

Вследствие этого с увеличением степени двухконтурности m_0 и соответственно отношения $F_{\text{II}}/F_{\text{I}}$ кривая изменения λ_{I} по $T_{\text{г}}^*/T_{\text{н}}^*$ протекает круче. Поэтому, если при низких m_0 смещение потоков приводит к увеличению $\Delta K_{\text{унд}}$, практически не сказываясь на $\Delta K_{\text{увд}}$, то при высоких m_0 оно может приводить также к некоторому уменьшению $\Delta K_{\text{увд}}$.

Наконец, относительное изменение безразмерных плотностей тока $q(\lambda_{\text{I}})$ и $q(\lambda_{\text{II}})$ по температуре $T_{\text{г}}^*/T_{\text{вхВД}}^*$ зависит от коэффициентов скоростей λ_{I_0} и λ_{II_0} в исходной расчетной точке, так как функция $q(\lambda)$ по $\pi(\lambda)$ протекает нелинейно. При снижении λ_{II_0} (а следовательно и λ_{I_0} , если $r_0 = \text{const}$) интенсивность изменения $q(\lambda_{\text{II}})$ и $q(\lambda_{\text{I}})$ возрастает, что приводит к увеличению запасов устойчивой работы компрессора НД на низких $n_{\text{пр}}$ (рис. 12.32).

Следует заметить, что функция $q(\lambda) = f(T_{\text{г}}^*/T_{\text{вхВД}}^*)$ для наружного и внутреннего контуров не зависит от r_0 при принятом значении λ_0 в сечении на выходе из этого контура. Однако при $\lambda_{\text{I}_0} = \text{const}$, изменяя r_0 путем изменения $\pi_{\text{КНД}_0}^*$

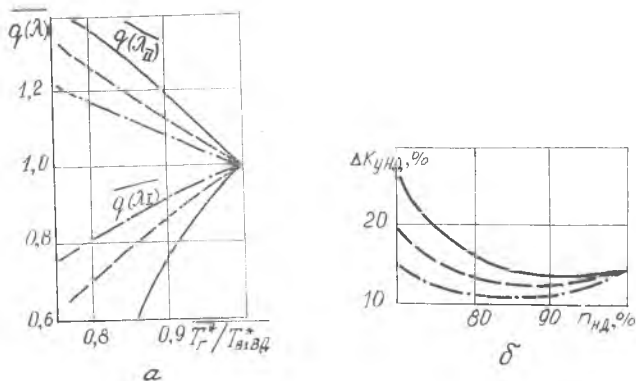


Рис. 12.32. Влияние λ_{Π_0} на особенности протекания функции $q(\lambda) = f(T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^*)$ (а) и запасы устойчивой работы $\Delta K_{\text{уНД}}$ (б) ТРДД со смешением потоков ($T_{\Gamma_0}^* = 1600 \text{ К}$, $\pi_{\text{к}\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 2$, $r_0 = 1$):
 — — — $\lambda_{\Pi_0} = 0,35$; - - - $\lambda_{\Pi_0} = 0,5$; - · - · - $\lambda_{\Pi_0} = 0,65$

при $\pi_{\text{к}\Sigma_0}^* = \text{const}$ и соответственно λ_{Π_0} , можно изменять функцию $q(\lambda_{\Pi}) = f(T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^*)$ и положение линии совместной работы на характеристике компрессора.

Величина λ_{Π_0} оказывает влияние, кроме того, на тягу и удельный расход топлива ТРДД со смешением потоков, поскольку от нее зависит полное давление газа на выходе из камеры смешения и положение линии совместной работы, а следовательно, возможное изменение КПД компрессора.

Выводы по теме: «Основные закономерности совместной работы узлов для газотурбинных двигателей с одним регулирующим фактором»

1. Из условия совместной работы узлов двигателя определяется на характеристике компрессора линия совместной работы. При сверхкритическом истечении газа ($\lambda_c \geq 1$) положение линии определяется характеристиками узлов выполненного двигателя и не зависит от других факторов.

2. При изменении режима работы двигателя пропускная способность за различными ступенями многоступенчатого компрессора изменяется неодинаково, что приводит к рассогласованию их работы и сопровождается неодинаковым наклоном линий совместной работы на характеристиках этих ступеней. На режимах пониженной приведенной частоты вращения ротора пропускная способность за первыми ступенями всегда меньше, чем за последующими, поэтому условия работы группы первых ступеней на этих режимах хуже. Линии совместной работы на характеристиках этих ступеней положе, а запас устойчивой ра-

боты ΔK_y меньше. Эта закономерность справедлива для любых многоступенчатых компрессорных систем: одновальных и многовальных.

3. Главной особенностью совместной работы узлов двухвального газогенератора (двухвального ТРД) является увеличение скольжения роторов $n_{ВД}/n_{НД}$ при снижении отношения температур T_T^*/T_H^* , а двухвального ТРДД — увеличение, кроме того, степени двухконтурности. Эти особенности обуславливают повышение КПД и расширение диапазона устойчивой работы компрессора.

4. Подобные режимы работы двигателя с одним регулирующим фактором характеризуются двумя критериями подобия: числом M_{II} и отношением температур T_T^*/T_H^* (или, например, приведенной частотой $n_{пр}$). Если критерии постоянны, то режимы работы двигателя подобны, положение рабочих точек на характеристиках узлов неизменно, отношение давлений (температур) в двух произвольных сечениях и все приведенные параметры постоянны, а изменение физических параметров и основных данных описывается формулами приведения. Если $n_{пр} = \text{const}$, а $M_{II} = \text{var}$, то при $\lambda_c \geq 1$ имеет место частичное подобие, когда режимы работы турбокомпрессора подобны и изменение его параметров описывается формулами приведения, а режимы работы воздухозаборника, сопла и двигателя в целом не подобны, и формулы приведения к ним не применимы.

5. На подобных режимах давление в любом сечении p_i^* и тяга двигателя изменяются пропорционально p_n^* , температура T_T^* , удельная работа и относительный расход топлива q_T — пропорционально T_H^* , скорость потока, частота вращения ротора, удельная тяга и удельный расход топлива — пропорционально $\sqrt{T_H^*}$, расход воздуха — пропорционально отношению $P_n^*/\sqrt{T_H^*}$, расход топлива G_T и мощность — пропорционально произведению $p_n^* \sqrt{T_H^*}$.

6. На основании линий совместной работы (из условия совместной работы всех узлов) однозначно определяются (например, в зависимости от T_T^*/T_H^*) все приведенные параметры турбокомпрессора, а для каждого принятого числа M_{II} , кроме того, — приведенные параметры воздухозаборника, сопла и двигателя, в том числе тяга и удельный расход топлива. Зависимости всех приведенных параметров двигателя, а также параметров, характеризующих положение рабочих точек на характеристиках всех узлов, от критериев подобия называются обобщенными характеристиками. Эти характеристики универсальны, т. е. справедливы для любых внешних условий, и соответствуют САУ в сечении H на входе в двигатель.

7. При изменении внешних условий (p_n, T_n, H, V_n) и сохранении $T_{г^*} = \text{const}$ (или при определенном изменении $T_{г^*}$ по T_n^*) параметры турбокомпрессора, в формулы приведения которых не входит давление (например, частота вращения n), а также отношения G_T/p_n^* и G_B/p_n^* однозначно определяются температурой T_n^* .

8. На режимах пониженной $T_{г.пр}^*$ двухвальный ТРД имеет определенные преимущества по P и $C_{уд}$ перед одновальным ТРД с нерегулируемым компрессором благодаря изменению скольжения роторов и соответственно увеличению КПД компрессора. (Обобщенные характеристики двухвального ТРД не отличаются от характеристик одновального ТРД с регулируемым компрессором, если КПД компрессоров этих двигателей на соответствующих режимах одинаковы). Соответственно отличаются характеристики трехвального, двухвального и одновального ТРДД. Особенности обобщенных характеристик двухконтурных двигателей по сравнению с одноконтурными заключаются в том, что при снижении $T_{г.пр}^*$ более интенсивно снижаются суммарная степень повышения давления $\pi_{кв}^*$, расход воздуха через внутренний контур $G_{в.пр}$, расход топлива $G_{т.пр}$ и тяга, что объясняется увеличением степени двухконтурности. Кроме того, при этом происходит перераспределение энергии между контурами: возрастает отношение давлений на выходе из наружного и внутреннего контуров, отношение скоростей истечения $c_{с11}/c_{с1}$ и тяг P_{11}/P_1 .

9. Увеличение степени повышения давления $\pi_{кв.до}^*$ газогенератора с нерегулируемыми характерными сечениями (или, например, одновального ТРД) приводит к резкому сокращению диапазона устойчивой работы компрессора. Проблема обеспечения запасов устойчивой работы компрессора решается путем его регулирования и создания многокаскадных компрессоров и двухконтурных двигателей.

10. Параметры рабочего процесса в исходной расчетной точке ($T_{г_0}^*, \pi_{к\sigma_0}^*, \pi_{кнд_0}^*$ и m_0) оказывают значительное влияние не только на удельные параметры, но и на закономерности совместной работы узлов и протекание характеристик двигателя. Увеличению запасов устойчивости компрессора при низких $n_{пр}$ способствует уменьшение $\pi_{к\sigma_0}^*$, а $\Delta K_{уКнд}$ на этих режимах увеличивается, кроме того, за счет увеличения m_0 ; уменьшение $\pi_{кнд_0}^*$ при $\pi_{к\sigma_0}^* = \text{const}$ ведет к увеличению $\Delta K_{унд}$ и снижению $\Delta K_{уВД}$. К уменьшению угла наклона кривой $P_{пр} = f(T_{г.пр}^*)$ и, следовательно, к увеличению тяги в условиях работы при высоких T_n^* (при одинаковой тяге на взлетном режиме и регулировании двигателя по закону $T_{г^*} = \text{const}$) приводит увеличение $T_{г_0}^*$, а также снижение $\pi_{к\sigma_0}^*$ и m_0 . Уменьшению угла наклона функции $G_{в\sigma_{пр}} = f(T_{г.пр}^*)$, а следовательно, увели-

чению в условиях работы при высоких T_n^* суммарного расхода воздуха через многовальный ТРДД относительно его значения на взлетном режиме, содействует снижению $\pi_{к\Sigma_0}^*$ и увеличение m_0 .

11. Главной особенностью двухвального ТРДД со смещением потоков является увеличение λ_{II} и уменьшение λ_I при снижении $n_{пр}$ (на режимах $\lambda_c \geq 1$), что ведет к более интенсивному увеличению степени двухконтурности и скольжения роторов, к увеличению запаса устойчивости компрессора НД и незначительному уменьшению запаса устойчивости компрессора ВД. Совместная работа узлов этого двигателя зависит не только от параметров рабочего процесса в исходной расчетной точке ($\pi_{к\Sigma_0}^*$, $\pi_{кНД_0}^*$ и m_0), но и от величины λ_{II_0} . С уменьшением λ_{II_0} запас устойчивости вентилятора увеличивается при пониженных значениях приведенной частоты вращения ротора.

12. Одновальный газогенератор (компрессор, камера сгорания и турбина) в газодинамическом отношении представляет собой одновальный ТРД, у которого роль сопла выполняет сопловой аппарат последующей турбины. Закономерности совместной работы его узлов одинаково справедливы как для одновального ТРД, так и для случая его работы в системе многовальных ГТД. Турбокомпрессор СД трехвального ТРДД в газодинамическом отношении представляет собой турбокомпрессор НД двухвального ТРД. Соответственно закономерности совместной работы узлов двухвального газогенератора одинаково справедливы для его работы в системе двухвального ТРД, трехвального ТРДД или турбовального двигателя с двухкаскадным компрессором и свободной турбиной.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой «линия совместной работы»? Покажите, чем определяется положение линии совместной работы на характеристике компрессора ВД многовального ГТД с одним регулирующим фактором при $\lambda_{с.крI} = \text{const}$?

2. Докажите, что каждой рабочей точке на характеристике компрессора ВД соответствует определенная рабочая точка на характеристике компрессора НД двухвального ТРДД при сверхкритическом истечении из сопел.

3. Покажите, чем определяется положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД двухвального ТРДД с одним регулирующим фактором при $\lambda_{с.крI} = \text{const}$ и $\lambda_{с.крII} = \text{const}$?

4. Каковы особенности протекания линий совместной работы на характеристиках различных каскадов компрессора в системе многовального ГТД и чем они объясняются?

5. Что представляет собой запас устойчивой работы компрессора и от каких факторов он зависит?

6. Чем объясняется изменение скольжения роторов двухвального ТРД (многовального ГТД) и как оно влияет на запасы устойчивой работы компрессора (по сравнению с одновальным компрессором)?

7. Какова основная особенность совместной работы узлов турбовентилиа-

тора ТРДД по сравнению с работой турбокомпрессора НД двухвального ТРД?

8. Какие параметры определяются заданным положением рабочей точки на характеристике любого каскада компрессора при $M_n = \text{const}$?

9. Подобные режимы, формулы приведения и приведенные параметры. Каков физический смысл приведенных параметров для двигателя в целом и для различных его узлов? Каковы критерии подобия режимов работы двигателя?

10. Как зависят температура и давление рабочего тела в любом сечении двигателя, а также работа компрессора (турбины) и относительный расход топлива q_T , от внешних атмосферных условий, если режимы работы двигателя подобны?

В чем различие приведенных температур $T_{г.пр}^*$ и $T_{г.пр.вхВД}^*$?

11. Как скорость потока в любом сечении двигателя, частота вращения ротора и удельная тяга зависят от внешних атмосферных условий на подобных режимах? В чем различие приведенных частот вращения роторов $n_{ВДпр}$ и $n_{ВДпр.вхВД}$?

12. Как расход воздуха (газа) через двигатель зависит от внешних атмосферных условий на подобных режимах?

В чем различие приведенных расходов $G_{пр}$, $G_{пр.вхВД}$, $G_{пр.лх}$, $G_{пр.т}$?

13. Как расход топлива через двигатель зависит от внешних атмосферных условий на подобных режимах? В чем различие приведенных расходов $G_{т.пр}$ и $G_{т.пр.вхВД}$?

14. Как тяга, удельный расход топлива и мощность на валу зависят от внешних атмосферных условий, если режимы работы двигателя подобны?

15. Что представляют собой обобщенные характеристики ТРДД с одним регулирующим фактором?

16. Обобщенные характеристики: каковы особенности изменения параметров, характеризующих работу компрессора, по приведенной частоте вращения ротора?

17. Обобщенные характеристики: объясните характер изменения температуры газа перед турбиной, тяги, удельной тяги и удельного расхода топлива ТРДД по частоте вращения ротора.

18. Что представляют собой режимы частичного подобия? Как зависят параметры, характеризующие работу воздухозаборника, компрессора, турбины, сопла и двигателя в целом, от числа M_n на режимах частичного подобия?

19. Каковы особенности протекания обобщенных характеристик двухвального ТРД по сравнению с характеристиками одновального ТРД с регулируемым компрессором?

20. Каковы особенности протекания обобщенных характеристик двухвального ТРДД по сравнению с характеристиками двухвального ТРД?

21. Как и почему изменяются запасы устойчивой работы компрессора газогенератора (одновального ТРД) при увеличении степени повышения давления $\pi_{квд_0}^*$? Каковы пути решения проблемы обеспечения запасов устойчивой работы двигателя с высоким $\pi_{квд_0}^*$?

22. Какое влияние оказывает величина $T_{г_0}^*$ на закономерности совместной работы узлов, на запасы устойчивой работы и обобщенные характеристики двухвальных ТРД и ТРДД?

23. Какое влияние оказывает величина $\pi_{квд_0}^*$ на закономерности совместной работы узлов, на запасы устойчивой работы и обобщенные характеристики двухвальных ТРД и ТРДД?

24. Какое влияние оказывает величина m_0 на закономерности совместной работы узлов, на запасы устойчивой работы и обобщенные характеристики двухвальных ТРДД?

25. Какое влияние оказывает величина $\pi_{\text{КНД}}^*$ на закономерности совместной работы узлов, на запасы устойчивой работы и обобщенные характеристики двухвальных ТРД и ТРДД?

26. Каковы преимущества многовальных ТРДД (ТРД) по сравнению с одновальными, чем они объясняются?

27. Сформулируйте основные выводы по теме «Основные закономерности совместной работы узлов для газотурбинных двигателей с одним регулирующим фактором».

Задачи

1. Нанести линию совместной работы на заданную (рис. 12.33, а) характеристику компрессора для случая сверхкритического истечения газа из сопла, если на одном из режимов ТРД имеет: $\pi_{\text{к}}^* = 9$; $q(\lambda_{\text{вх}}) = 0,85$.

2. При работе ТРД в САУ $\pi_{\text{к}}^* = 8,5$; $q(\lambda_{\text{вх}}) = 0,82$; $T_{\text{г}}^* = 1400$ К. Как изменятся величины $\pi_{\text{к}}^*$ и $q(\lambda_{\text{вх}})$, если температура газа перед турбиной увеличится до 1500 К? Сечения двигателя — нерегулируемые. Истечение из сопла — сверхкритическое. Характеристика компрессора изображена на рис. 12.33, а.

3. На характеристику компрессора ВД (см. рис. 12.33, а) двухвального ТРДД нанести линию совместной работы для случая $\lambda_{\text{с1кр}} = 1$, если на одном из режимов $\pi_{\text{КВД}}^* = 9$ и $q(\lambda_{\text{вхВД}}) = 0,88$. Величины $\sigma_{\text{к.с.}}$, $\gamma_{\text{г}}$ и $\eta_{\text{мВД}}$ предполагаются постоянными.

4. На одном из режимов работы ТРДД $\pi_{\text{КВД}}^* = 7$; $q(\lambda_{\text{вхВД}}) = 0,85$; $m = 1$. Как изменится степень двухконтурности, если при сверхкритическом истечении из сопел, постоянных КПД и коэффициентах потерь величина $\pi_{\text{КВД}}^*$ снизилась до 5?

5. На одном из режимов работы ТРДД $T_{\text{г.пр.вхВД}}^* = 1300$ К; $\pi_{\text{КВД}}^* = 7$; $q(\lambda_{\text{вхВД}}) = 0,9$; $\pi_{\text{КНД}}^* = 3,5$ и $m = 2$.

Как изменится степень повышения давления $\pi_{\text{КНД}}^*$ при снижении температуры $T_{\text{г.пр.вхВД}}^*$ до 1100 К? Истечение из сопел — сверхкритическое. Коэффициенты потерь и КПД узлов — постоянные, $\eta_{\text{КНД}} = 0,87$.

6. В САУ на земле при $M_{\text{п}} = 0$ заданы параметры компрессора ВД: $\pi_{\text{КВД}}^* = 7,5$; $q(\lambda_{\text{вхВД}}) = 0,9$; $\eta_{\text{КВД}} = 0,86$. Определить величины $\pi_{\text{КНД}}^*$ и $q(\lambda_{\text{вх}})$, характеризующие положение соответствующей рабочей точки на характеристике компрессора НД, и суммарный расход воздуха через ТРДД, если $L_{\text{КНД}}/L_{\text{КВД}} = 0,355$; $\eta_{\text{КНД}} = 0,85$; $m = 1$; $F_{\text{вхВД}} = 0,23$ м²; $F_{\text{вх}} = 1,25$ м² и $\sigma_{\text{вх}} = 1$.

7. На одном из режимов работы ТРДД положение рабочих точек на характеристиках компрессоров ВД и НД задано величинами: $\pi_{\text{КВД}}^* = 9,5$; $q(\lambda_{\text{вхВД}}) = 0,87$; $\pi_{\text{КНД}}^* = 2,4$; $q(\lambda_{\text{вх}}) = 0,9$ (см. рис. 12.33). Нанести линии совместной работы на характеристики компрессоров, если истечение из сопел — сверхкритическое, КПД турбин и коэффициенты потерь — постоянны, площади проходных сечений на входе в компрессоры НД и ВД равны $F_{\text{вх}} = 1,5$ м²; $F_{\text{вхВД}} = 0,235$ м².

8. Заданы характеристики турбины и сопла (см. рис. 11.5 и 11.4)

Рассчитать зависимости $\pi_{\text{т}}^* = f(\pi_{\text{д}})$; $\pi_{\text{с}} = f(\pi_{\text{д}})$, если $F_{\text{с.а}} = 0,073$ м²;

$$F_{\text{с.кр}} = 0,23$$
 м², $\sigma_{\text{к.с}} = 0,96$; $\frac{\sigma_{\text{с.а}}}{\sigma_{\text{с}}} \gamma_{\text{с.а--с}} = 1$.

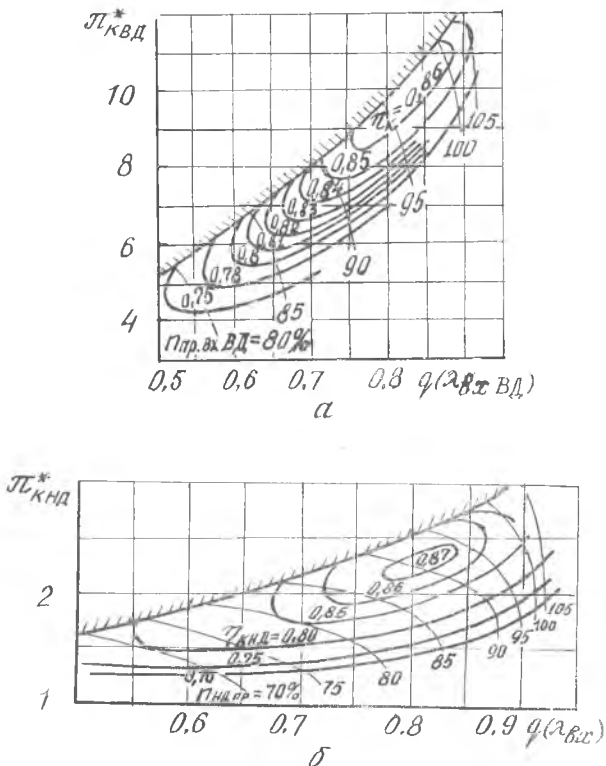


Рис. 12.33. Характеристики компрессоров ВД (а) и НД (б)

9. Определить степень повышения давления в компрессоре и параметры за компрессором T_k^* и p_k^* при работе ТРД в САУ на земле ($M_n=0$), если удельная работа турбины $L_T=3,97 \cdot 10^3$ Дж/кг, КПД компрессора $\eta_k=0,85$; механический КПД $\eta_m=0,99$; коэффициент восстановления давления в воздухозаборнике $\sigma_{вх}=0,99$. Коэффициент, характеризующий изменение массы рабочего тела перед турбиной, $v_T=1$.

10. Определить расход воздуха через ТРД при работе в САУ на земле ($M_n=0$), если пропускная способность первого соплового аппарата турбины $F_{с,а} q(\lambda_{с,а})=0,0661$ м², температура газа перед турбиной $T_T^*=1500$ К, степень повышения давления в компрессоре $\pi_k^*=13$. Принять $\sigma_{вх}=0,99$; $\sigma_{к,с}=0,96$, $\sigma_{с,а}=0,97$, $v_T=1$.

11. Определить расход воздуха через ТРД при его работе в САУ на земле ($M_n=0$), если пропускная способность первого соплового аппарата турбины $F_{с,а} q(\lambda_{с,а})=0,0661$ м², температура газа перед турбиной $T_T^*=1440$ К, степень понижения давления в турбине $\pi_T^*=3$. Принять: $\eta_T^*=0,92$, $\eta_k=0,86$, $\eta_m=0,99$, $v_T \approx 1$; $\sigma_{вх}=0,99$, $\sigma_{к,с}=0,95$, $\sigma_{с,а}=0,97$.

12. Определить расход топлива при работе ТРД в САУ на земле ($M_n=0$), если температура газа перед турбиной $T_T^*=1540$ К, расход воздуха через двигатель $G_{вх}=100$ кг/с, пропускная способность первого соплового аппара-

та турбины и сопла соответственно равны: $F_{с.а} q(\lambda_{с.а}) = 0,0796 \text{ м}^2$, $F_{с.кр} q(\lambda_{с.кр}) = 0,2382 \text{ м}^2$. Принять: $\eta_T^* = 0,91$, $\eta_m = 0,99$, $\eta_\Gamma = 0,98$, $\overline{G}_{охл.т} = 0,04$, $\frac{\sigma_{с.а}}{\sigma_c} \eta_{с.а-с} = 1$.

13. Определить расход воздуха и топлива через ТРД при его работе в САУ на земле ($M_{п} = 0$), если площадь критического сечения сопла $F_{с.кр} = 0,2175 \text{ м}^2$, степень расширения газа в сопле $\pi_c = 2,5$; температура рабочего тела за турбиной, перед турбиной и за компрессором соответственно равна: $T_T^* = 1000 \text{ К}$, $T_\Gamma^* = 1350 \text{ К}$, $T_K^* = 800 \text{ К}$. Принять: $\eta_\Gamma = 0,98$, $\sigma_c = 0,97$, $\overline{G}_{охл.т} = 0,02$.

14. При работе ТРД на заданном режиме в САУ на земле ($H = 0$, $M_{п} = 0$) температура и давление газа за турбиной, частота вращения ротора, расход воздуха и расход топлива соответственно равны: $T_T^* = 500 \text{ К}$, $p_T^* = 2,94 \cdot 10^5 \text{ Па}$, $n = 10000 \text{ об/мин}$, $G_v = 80 \text{ кг/с}$, $G_T = 1,39 \text{ кг/с}$.

Определить перечисленные параметры на подобных режимах при следующих атмосферных условиях:

а) $T_H = 310 \text{ К}$, $p_H = 0,97 \cdot 10^5 \text{ Па}$;

б) $T_H = 230 \text{ К}$, $p_H = 1,03 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

15. На рис. 12.34 приведены зависимости тяги и удельного расхода топлива от частоты вращения ротора, полученные экспериментально. Привести указанные зависимости к САУ.

16. На характеристику компрессора ВД (см. рис. 12.1, а) двухвального ТРД нанести линии $T_{г.пр.вхВД}^* = 800, 1000$ и 1200 К , если $F_{вхВД} = 0,11 \text{ м}^2$, $F_{с.а} \nu_{с.а} q(\lambda_{с.а}) = 0,0565 \text{ м}^2$, $\sigma_{к.с} = 0,96$, $\sigma_{с.а} = 0,97$, $\nu_\Gamma = 0,97$.

17. Заданы характеристики компрессоров ВД и НД ТРДД с линиями совместной работы (рис. 13.22), соответствующими сверхкритическому истечению газа из сопел. Найти зависимость $n_{ВД}/n_{НД} = f(T_{г.пр}^*)$ в диапазоне $T_{г.пр}^* = 1600 - 1200 \text{ К}$, если при $T_{г_0}^* = 1600 \text{ К}$ частоты вращения роторов $n_{НДпр_0} = 100\%$, $n_{пр.вхВД_0} = 100\%$ и степень двухконтурности $m_0 = 2$.

18. Построить закономерности $\overline{\pi}_K^* = f[q(\lambda_{вх})]$, характеризующие наклон линий совместной работы на характеристиках компрессоров ВД, СД и НД трехвального ТРД с $\lambda_{с.кр} = 1$, используя универсальные зависимости $\overline{\pi}_{КВД}^* = f(T_{г.пр.вхВД}^*)$ и $q(\lambda_{вхВД}) = f(T_{г.пр.вхВД}^*)$, см. рис. 12.15. Степени повышения давления в исходной расчетной точке $\overline{\pi}_{КНД}^* = \overline{\pi}_{КСД_0}^* = \overline{\pi}_{КВД_0}^* = 3$. Изменением КПД компрессоров пренебречь.

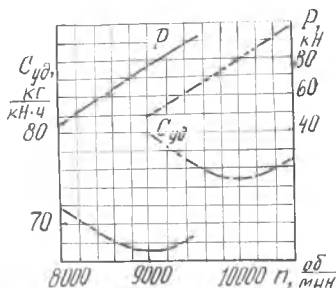


Рис. 12.34. Характеристики ТРД при $H = 0$, $M_{п} = 0$:
 — $T_H = 243 \text{ К}$,
 $p_H = 1,025 \cdot 10^5 \text{ Па}$;
 - - - $T_H = 303 \text{ К}$,
 $p_H = 0,985 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Основные характеристики ТРД(Д). Методы их расчета и анализа. Термодинамические основы регулирования

В гл. 13 рассматриваются характеристики двухконтурных и одноконтурных турбореактивных двигателей с нерегулируемыми проходными сечениями и одним подводом тепла (§ 13.3), особенности совместной работы узлов и обобщенные характеристики которых рассмотрены в предыдущей главе. Изменение параметров двигателя в зависимости от внешних условий или от режима работы целесообразно анализировать в такой же последовательности, в какой выполняется их расчет, т.е. методику расчета характеристик целесообразно применять для термодинамического анализа. Поэтому описанию характеристик предшествует изложение методов их расчета и анализа (§ 13.2). Характеристики двигателя зависят от закона его регулирования. Поэтому в § 13.1 излагаются термодинамические основы регулирования ГТД. Этот материал (§ 13.1) относится не только к турбореактивным двигателям с одним регулирующим фактором, но и к другим ГТД, т.е. выходит за рамки гл. 13.

§ 13.1. Термодинамические основы регулирования ГТД

Регулирование двигателя производится в общем случае с целью обеспечения: максимальной тяги на взлетном (максимальном) режиме; минимального удельного расхода топлива на режимах длительной работы; минимального времени перехода с одного режима работы на другой.

В этом параграфе показаны различные способы регулирования тяги. Оптимизация режимов по удельному расходу топлива возможна только при изменении проходных сечений (на двигателе с двумя или несколькими регулирующими факторами). Особенности регулирования таких двигателей изложены в гл. 14, а двигателей с отбором мощности, а также с форсажной камерой — в гл. 15. Вопрос об обеспечении минимального времени перехода с одного режима работы двигателя на другой, т.е. о неустановившихся режимах, выходит за рамки учебного пособия и здесь не рассматривается.

13.1.1. Эксплуатационные режимы

При взлете, наборе высоты, в условиях длительного полета, планирования и посадки, а также при различных эволюциях самолета потребная тяга двигателя значительно изменяется. Она регулируется в широких пределах путем изменения расхода топлива и, соответственно, режимов работы. Согласно нормам летной годности (для двигателей пассажирских самолетов) или тактико-техническим требованиям, авиационный двигатель имеет следующие эксплуатационные режимы: максимальный (взлетный), номинальный, крейсерские и режим малого газа.

Взлетный режим — применяется для взлета самолета, получения максимальной скорости и выполнения различных маневров. На взлетном режиме развивается максимально возможная тяга для данных условий эксплуатации. Взлетный режим наиболее напряженный, и длительная работа на нем значительно снижает ресурс двигателя. Поэтому продолжительность непрерывной работы и общая наработка двигателя на взлетном режиме ограничиваются.

Номинальный режим — обычно применяется для набора высоты. Тяга двигателя на этом режиме составляет при САУ на земле 80—90% от взлетной. Непрерывная работа на номинальном режиме ограничивается, а общая наработка составляет примерно 40% от ресурса.

Крейсерские режимы — предназначены для длительной работы двигателя в условиях эксплуатации.

Режим малого газа — минимальный установившийся режим. Он применяется при планировании самолета, при пробеге после посадки, при работе двигателя после запуска, а также во многих других случаях. Чтобы обеспечить посадку и уменьшить длину пробега, тяга двигателя на режиме малого газа должна быть минимальной.

Эксплуатационный режим характеризует, таким образом, уровень развиваемой тяги и соответственно напряженность узлов двигателя. Устанавливаются эксплуатационные режимы путем изменения положения рычага управления двигателем (РУД). При изменении внешних условий и неизменном положении РУД система регулирования двигателя автоматически сохраняет эксплуатационный режим неизменным. При этом характер работы двигателя, его тяга и другие параметры в общем случае изменяются.

13.1.2. Закон и программа регулирования

Автоматическое поддержание эксплуатационного режима при изменении внешних условий производится согласно определенному закону. Закон регулирования выбирается

из условия обеспечения наивыгоднейших характеристик двигателя, например, максимальной тяги в различных условиях эксплуатации (на взлетном режиме) без превышения механических, тепловых и других нагрузок на узлы двигателя. При этом удельный расход топлива не играет существенной роли, так как работа на взлетном режиме непродолжительна.

Переход с режима на режим производится по определенной программе. На номинальном и крейсерских режимах закон и программа регулирования должны обеспечивать тягу существенно меньше максимальной. Причем на крейсерских режимах важное значение для достижения максимальной эффективности летательного аппарата имеет удельный расход топлива. Поэтому закон и программа регулирования двигателя на крейсерском режиме должны выбираться в общем случае из условия минимального удельного расхода топлива при заданном значении тяги.

Однако тяга и удельный расход топлива в условиях эксплуатации двигателя не замеряются, поэтому они регулируются путем изменения какого-либо одного или нескольких параметров, определяющих режим работы, которые называются параметрами регулирования.

Параметры регулирования изменяются или сохраняются неизменными в различных условиях эксплуатации двигателя за счет изменения регулирующих факторов, т. е. основных средств воздействия на параметры цикла, а следовательно, и на работу двигателя в целом. Например, ТРДФ с регулируемым соплом имеет три регулирующих фактора: расходы топлива через основную G_1 и форсажную $G_{г.ф}$ камеры сгорания и площадь минимального сечения сопла $F_{с.лр}$. Эти регулирующие факторы называют основными [28].

Для обеспечения эффективной и надежной работы двигателя, кроме того, имеются несколько вспомогательных регулирующих факторов. К ним относятся клапаны перепуска воздуха из компрессора, площадь горла сверхзвукового воздухозаборника и др. Не являясь основными средствами воздействия на рабочий процесс в двигателе, они позволяют поддерживать устойчивую и эффективную работу основных узлов. Например, с помощью клапанов перепуска и поворотных лопаток направляющих аппаратов компрессора обеспечивается устойчивая работа компрессора и его высокий КПД. Изменением площади горла, углов и положения конуса сверхзвукового воздухозаборника достигается его устойчивая работа и высокий коэффициент восстановления давления.

Закон изменения параметров регулирования в зависимости от внешних условий (или от других параметров двигателя), выбранный из условия обеспечения наивыгоднейших характеристик на данном режиме при всех условиях эксплуатации, называют законом регулирования двигателя. Закономерность изме-

нения параметров регулирования по углу установки рычага управления, описывающая переход двигателя с режима на режим, называется программой регулирования.

Если закон и программа регулирования известны, то режим задается параметрами регулирования. Во многих случаях на этапе проектных расчетов, когда закон и программа регулирования еще не выбраны, режим задается такими термодинамическими параметрами рабочего процесса, как температура газа перед турбиной T_T^* и в форсажной камере $T_{\text{ф}}^*$ (или коэффициент избытка воздуха), которые называются параметрами режима.

Три рассматриваемые понятия: регулирующий фактор, параметр регулирования и параметр режима тесно связаны и могут заменять друг друга. Например, если на двигателе стоит температурный регулятор и величина T_T^* принята в качестве параметра регулирования, то понятия параметр режима и параметр регулирования совпадают. Для ТВД применяется часто закон регулирования расхода топлива, и в качестве параметра регулирования принимается непосредственно величина G_T . В этом случае понятия параметр регулирования и регулирующий фактор совпадают.

Закон и программа регулирования оказывают существенное влияние на тягу и удельный расход топлива в различных условиях эксплуатации. Поэтому задача выбора закона и программы регулирования для различных типов двигателей (и даже для двигателей одного и того же типа) решается по-разному в зависимости от конкретных условий применения летательного аппарата. Эта задача усложняется при увеличении диапазона применения двигателя по высоте и скорости полета и при увеличении числа регулирующих факторов.

Тяга двигателя с одним регуливающим фактором при заданных внешних условиях определяется одним параметром, так как она может изменяться только за счет изменения расхода топлива. Поэтому выбор закона и программы регулирования для такого двигателя сводится по существу к выбору параметра регулирования и к определению закономерности его изменения. Принимать в качестве параметра регулирования расход топлива в большинстве случаев нецелесообразно, так как при изменении внешних условий эта величина изменяется в широких пределах. Рационально принимать параметр, который легко замеряется и при изменении внешних условий сохраняется постоянным или изменяется незначительно.

Тяга двигателя, с одной стороны, надежность и ресурс работы, с другой, значительно зависят от температуры газа перед турбиной. Поэтому закон регулирования многих двигателей выбирается из условия сохранения заданного значения T_T^ на определенном режиме.*

Рассмотрим различные способы поддержания заданного значения температуры газа перед турбиной на данном режиме.

13.1.3. Регулирование ГТД из условия поддержания заданного значения температуры газа перед турбиной

Температура газа перед турбиной может регулироваться непосредственно или косвенно.

При непосредственном регулировании сигнал измеренного значения температуры сравнивается в регуляторе с сигналом заданного значения, и в случае их отличия изменяется расход топлива (рис. 13.1). Расход G_T корректируется в этом случае непосредственно по разности температур. Другие факторы, например, изменение внешних условий или изменение характера работы двигателя не оказывают влияния на точность поддержания температуры.

В настоящее время ведутся большие работы по разработке и доводке системы регулирования температуры газа. Такие системы созданы, однако еще не накоплен достаточный опыт их эксплуатации. Широкое распространение регуляторов температуры сдерживает трудности точного замера температуры газа, обусловленные неравномерностью температурного поля и его возможной нестабильностью в течение ресурса.

Более широко применяются системы косвенного регулирования, в которых заданное значение температуры T_T^* обеспечивается путем изменения расхода топлива в зависимости от параметров воздушного потока в сечении на выходе из компрессора или на входе в него.

Закон регулирования расхода топлива по параметрам за компрессором можно получить, если в формуле $G_T = q_T G_{в.к.с}$ относительный расход топлива выразить через температуры T_K^* и T_T^* (8.8), а расход воздуха — через расход газа $G_{в.к.с} = G_T / (1 + q_T)$, который, в свою очередь, выразить через параметры потока в минимальном сечении соплового аппарата турбины (8.13):

$$G_T = p_K^* \left(V \overline{T_T^*} - \frac{T_u^*}{\sqrt{T_T^*}} \right) B,$$

где величина

$$B = \frac{m_{кр.г} \bar{v}_{к.с} \bar{v}_{с.а} F_{с.а} q(\lambda_{с.а}) c_p}{(1 + q_T) H_u \eta_T}$$

сохраняется примерно постоянной на основных режимах работы двигателя.

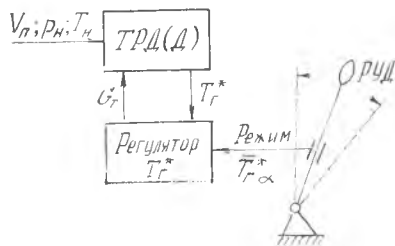


Рис. 13.1. Структурная схема непосредственного регулирования температуры газа перед турбиной турбореактивного двигателя с одним регулирующим фактором

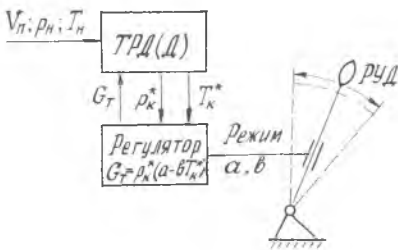


Рис. 13.2. Структурная схема косвенного регулирования температуры T_{Γ}^* по параметрам за компрессором

Для случая постоянной температуры газа перед турбиной на данном режиме закон регулирования расхода топлива имеет вид

$$G_{\Gamma} = p_k^*(a - bT_k^*), \quad (13.1)$$

где постоянные величины

$$a = B \sqrt{T_{\Gamma}^*} \quad \text{и} \quad b = \frac{B}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}$$

характеризуют режим и задаются углом установки РУД. Они определяются обычно из уравнения (13.1) по известным значениям G_{Γ} , p_k^* и T_k^* для двух характерных условий полета. Структурная схема регулирования двигателя по закону 13.1 показана на рис. 13.2.

Чтобы найти зависимость G_{Γ} от параметров воздушного потока, замеренных за компрессором НД, поделим левую и правую части выражения (13.1) на $p_{\text{вхВД}}^*$, а постоянную a вынесем за скобки:

$$G_{\Gamma} = p_{\text{вхВД}}^* \pi_{\text{кВД}}^* a \left(1 - \frac{T_k^*}{T_{\Gamma}^*} \right).$$

В полученном уравнении $\pi_{\text{кВД}}^*$ и T_k^*/T_{Γ}^* определяются положением рабочей точки на характеристике компрессора ВД, т. е. отношением температур $T_{\Gamma}^*/T_{\text{вхВД}}^*$ или T_{Γ}^*/T_n^* . При заданной функции $T_{\Gamma}^* = f(T_n^*)$ закон регулирования расхода топлива по параметрам за компрессором НД можно представить в виде

$$G_{\Gamma} = a p_{\text{вхВД}}^* f(T_{\text{вхВД}}^*). \quad (13.2)$$

Аналогично можно получить закон регулирования расхода топлива по параметрам воздушного потока, замеренным на входе в двигатель:

$$G_{\Gamma} = \text{const } p_{\text{вх}}^* f(T_n^*). \quad (13.3)$$

Соотношение (13.3) было обосновано по существу в разделе 12.3.1 при анализе обобщенных характеристик двигателя.

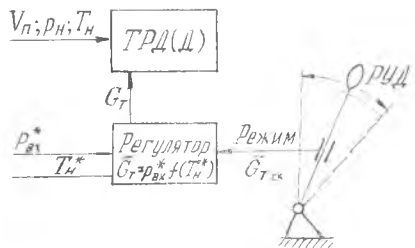


Рис. 13.3. Структурная схема косвенного регулирования температуры T_{Γ}^* по параметрам на входе в двигатель

При регулировании двигателя по закону (13.3) регулятор не имеет обратной связи с двигателем, в него не поступают сигналы, характеризующие работу двигателя (рис. 13.3). Главный недостаток косвенного регулирования температуры газа перед турбиной — неточность поддержания заданного значения T_{Γ}^* .

13.1.4. Регулирование турбореактивных двигателей по закону $n_{ВД} (нД) = \text{const}$

В системах регулирования турбореактивных двигателей получили распространение регуляторы частоты вращения ротора. Проанализируем закономерности изменения температуры газа перед турбиной при регулировании двухвальных двигателей по законам $n_{ВД} = \text{const}$ и $n_{нД} = \text{const}$.

Из анализа основных закономерностей изменения параметров турбокомпрессора, проведенного в 12.3.1, следует, что при $n = \text{const}$ температура T_{Γ}^* однозначно определяется величиной T_{Γ}^* (в случае $\lambda_c \geq 1$). Чтобы установить физическую причину и характер изменения T_{Γ}^* по T_{Γ}^* , обратимся к уравнениям баланса мощности для газогенератора ВД (11.6) и турбокомпрессора НД (11.9), которые представим соответственно в следующем виде:

$$T_{\Gamma}^* = \frac{L_{\text{КВД}}}{c_p l_{\text{ТВД}} B} = \frac{L_{\text{КВД}}}{\text{const}};$$

$$T_{\Gamma}^* = \frac{L_{\text{КНД}}(m+1)}{c_p (1-l_{\text{ТВД}}) l_{\text{ТНД}} B_{\text{НД}}} = \frac{L_{\text{КНД}}(m+1)}{\text{const}}.$$

Из этих уравнений следует: *если регулируется $n_{ВД}$, то температура T_{Γ}^* изменяется так же, как $L_{\text{КВД}}$; если регулируется $n_{нД}$, то температура T_{Γ}^* на двухвальном ТРД изменяется пропорционально $L_{\text{КНД}}$, а на ТРДД — пропорционально произведению $L_{\text{КНД}}(m+1)$.*

С увеличением T_{Γ}^* при постоянной частоте вращения ротора приведенная частота уменьшается (12.3,а), рабочая точка по линии совместной работы смещается влево-вниз, $\pi_{\text{КВД}}^*$ снижается. При $n_{ВД} = \text{const}$ работа компрессора $L_{\text{КВД}}$, как известно из курса лопаточных машин [19], сохраняется примерно постоянной, если степень повышения давления в исходной точке $\pi_{\text{КВД}_0}^* = 4 \dots 6$. Закономерности изменения работы компрессора при других $\pi_{\text{КВД}_0}^*$ (рис. 13.4) связаны с закономерностями изменения положения линии совместной работы. В разделе 12.4.1 показано, что с увеличением $\pi_{\text{КВД}_0}^*$ угол наклона линии совмест-

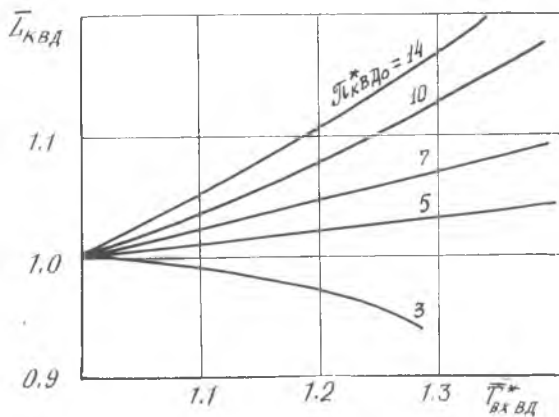


Рис. 13.4. Закономерность изменения работы $L_{КВД}$ при регулировании газогенератора ВД по закону $n = \text{const}$

ной работы на характеристике КВД уменьшается (см. рис. 12.13,а), это свидетельствует об относительно меньшем снижении $\pi_{КВД}^*$ в условиях работы при высокой T_n^* (по сравнению с $\pi_{КВД_0}^*$). Следовательно, в этих условиях работа компрессора по сравнению с ее исходным постоянным значением возрастает. Таким образом, чем выше $\pi_{КВД_0}^*$ (сверх 4...6), тем значительно растет работа $L_{КВД}$ по T_n^* ($T_{вхВД}^*$). (А при $\pi_{КВД_0}^* < 4$, наоборот, она даже снижается с увеличением T_n^*). Проанализированные на рис. 13.4 закономерности изменения работы $L_{КВД} = f(T_{вхВД}^*)$ относятся и к одновалвному ТРД.

При $n_{нд} = \text{const}$ с увеличением T_n^* работа $L_{Кнд}$ ТРД возрастает более значительно, о чем свидетельствует существенно меньший угол наклона линии совместной работы на характеристике этого компрессора. Еще более значительно по T_n^* изменяется произведение $L_{Кнд}(m+1)$, так как при этом увеличивается еще и степень двухконтурности.

Соответственно изменяется температура газа перед турбиной.

Соотношение между частотой вращения ротора и температурой газа перед турбиной удобно характеризовать частотой вращения $n_{пр.г}$, приведенной к САУ по температуре в сечении Γ на входе в турбину (12.3, д). С помощью этого параметра легко определять изменение частоты при $T_\Gamma^* = \text{const}$ или температуры T_Γ^* при $n = \text{const}$. Параметр $n_{пр.г}$ особенно удобен для анализа влияния параметров рабочего процесса на закономерности изменения температуры T_Γ^* при регулировании двигателя по рассматриваемым законам.

Для выполненного двигателя на режимах $\lambda_c \geq 1$ величина $n_{пр.г}$ однозначно определяется приведенной температурой газа перед турбиной, а за-

кономерности ее изменения по $T_{г.пр}^*$ определяются параметрами рабочего процесса в исходной точке — $\pi_{к\Sigma_0}^*$, $T_{г_0}^*$, $\pi_{кнд_0}^*$, m_0 .

В § 12.4 показано, что характер зависимости приведенных параметров газогенератора от отношения температур $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$ определяется, главным образом, величиной $\pi_{квд_0}^*$. Это относится и к функции $n_{ВДпр.г} = f(T_{г}^*/T_{вхВД}^*)$, на основании которой легко получить зависимость $T_{г}^* = f(T_{вхВД}^*)$ при $n_{ВД} = \text{const}$ (рис. 13.5).

Проведенный анализ позволяет заключить, что при регулировании двигателя по закону $n_{ВД} = \text{const}$ температура газа перед турбиной при изменении $T_{н}^*$ в нешироких пределах сохраняется примерно постоянной, если $\pi_{квд_0}^* = 4 \dots 6$. Если $\pi_{квд_0}^* > 6$, то $T_{г}^*$ повышается, и тем значительнее, чем выше $\pi_{квд_0}^*$. Если $\pi_{квд_0}^* < 4$, то $T_{г}^*$ снижается с увеличением $T_{н}^*$.

Закономерности, показанные на рис. 13.5, имеют универсальный характер: они относятся к газогенератору с нерегулируемым компрессором, работающему в системе как многовального ГТД, так и одновального ТРД.

Следует заметить, что рис. 13.5 построен для газогенератора с нерегулируемыми сечениями. Регулирование ВНА компрессора позволяет увеличить КПД и снизить потребляемую работу в зоне низких приведенных частот вращения, при этом снижается соответственно температура газа перед турбиной, т. е. кривые $T_{г}^* = f(T_{вхВД}^*)$ протекают положе и увеличивается диапазон значений $\pi_{квд_0}^*$, при которых $T_{г}^*$ сохраняется примерно постоянной.

Закономерности изменения $n_{ВДпр.г}$ и $n_{ндпр.г}$ по приведенной температуре $T_{г.пр}$ и зависимости $T_{г}^* = f(T_{н}^*)$ для двухвального ТРД показаны на рис. 13.6. Эти закономерности справедливы также для турбокомпрессоров, работающих в системе турбовального двигателя со свободной турбиной и для турбокомпрессоров СД и ВД трехвального ТРДД.

Аналогичные закономерности и зависимости для двухвального ТРДД показаны на рис. 13.7, а для трехвального ТРДД — на рис. 13.8.

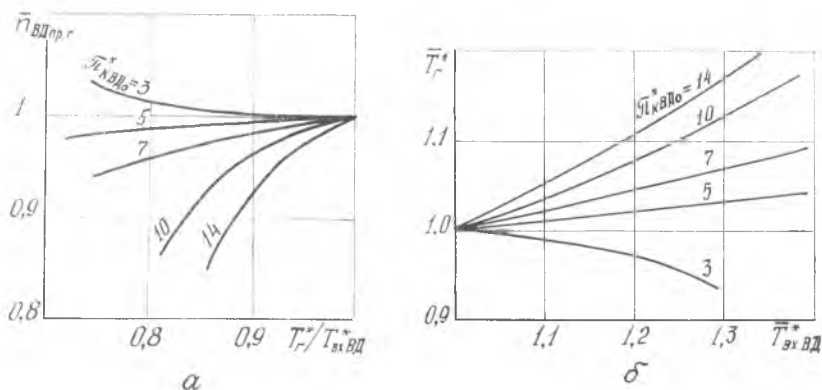


Рис. 13.5. Закономерности изменения параметра $n_{ВДпр.г}$ по отношению температур $T_{г}^*/T_{вхВД}^*$ (а) и изменения температуры $T_{г}^*$ по $T_{вхВД}^*$ при регулировании газогенератора ВД по закону $n = \text{const}$ (б)

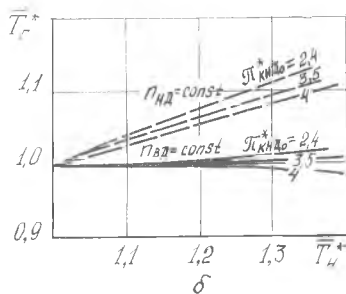
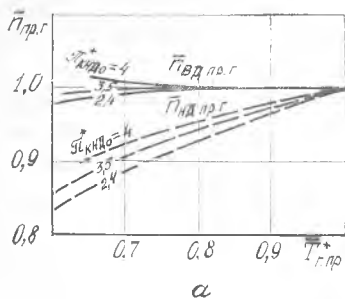


Рис. 13.6. Влияние $\pi_{кнД0}^*$ при $\pi_{квД0}^* = 12$ на обобщенные зависимости $\bar{n}_{пр.г} = f(T_{г.пр}^*)$ двухвального газогенератора (а) и на закономерность изменения $T_{г}^* = f(T_{н}^*)$ для двухвального ТРД, регулируемого по законам $n_{ВД} = \text{const}$ и $n_{НД} = \text{const}$ (б)

При снижении $T_{г.пр}^*$ величина $n_{НДпр.г}$ снижается более значительно, чем $n_{ВДпр.г}$, рис. 13.6, а; 13.7, а и 13.8, а, что объясняется неодинаковым углом наклона линии совместной работы на характеристиках каскадов компрессора и возникающим вследствие этого скольжением роторов. Поэтому при регулировании многовальных двигателей по закону $n_{НД} = \text{const}$ температура газа перед турбиной с увеличением $T_{н}^*$ всегда увеличивается (см. рис. 13.6, б; 13.7, б и 13.8, б).

Например, с увеличением $T_{н}^*$ на 50 К (для ТРДД с параметрами $\pi_{квД0}^* = 25$, $T_{г0}^* = 1600$ К, $m_0 = 6$) она увеличивается более чем на 100 К.

На протекание указанных зависимостей существенное влияние оказывают параметры рабочего процесса в исходной точке. Любое изменение этих параметров, сопровождающееся увеличением $\pi_{квД0}^*$ (например, повышение $\pi_{квД0}^*$, m_0 или снижение $T_{г0}^*$ на ТРДД с оптимальным $\pi_{кнД0}^*$, см. рис. 13.7, снижение $\pi_{кнД0}^*$ при $\pi_{квД0}^* = \text{const}$ на ТРД, см. рис. 13.6), приводит к увеличению крутизны протекания кривых $n_{пр.г} = f(T_{г.пр}^*)$ и соответственно к повышению $T_{г}^*$ при $T_{н}^*$, превышающих 288 К.

Таким образом, при регулировании турбореактивных двигателей по закону $n_{ВД} = \text{const}$ температура газа перед турбиной сохраняется примерно постоянной, особенно если $\pi_{квД0}^*$ незначительно отличается от $\pi_{квД0}^* = 6$, а изменение $T_{н}^*$ соответствует дозвуковым скоростям полета. При изменении $T_{н}^*$ в широких пределах и $\pi_{квД0}^* \neq 6$ температура $T_{г}^*$ существенно непостоянна. (Сделанный вывод относится как к двухвальным ТРДД и ТРД, так и к одновальному двигателю). При регулировании двигателя по закону $n_{НД} = \text{const}$ температура $T_{г}^*$ увеличивается с повышением $T_{н}^*$ вследствие более пологого расположения линии совместной работы на характеристике

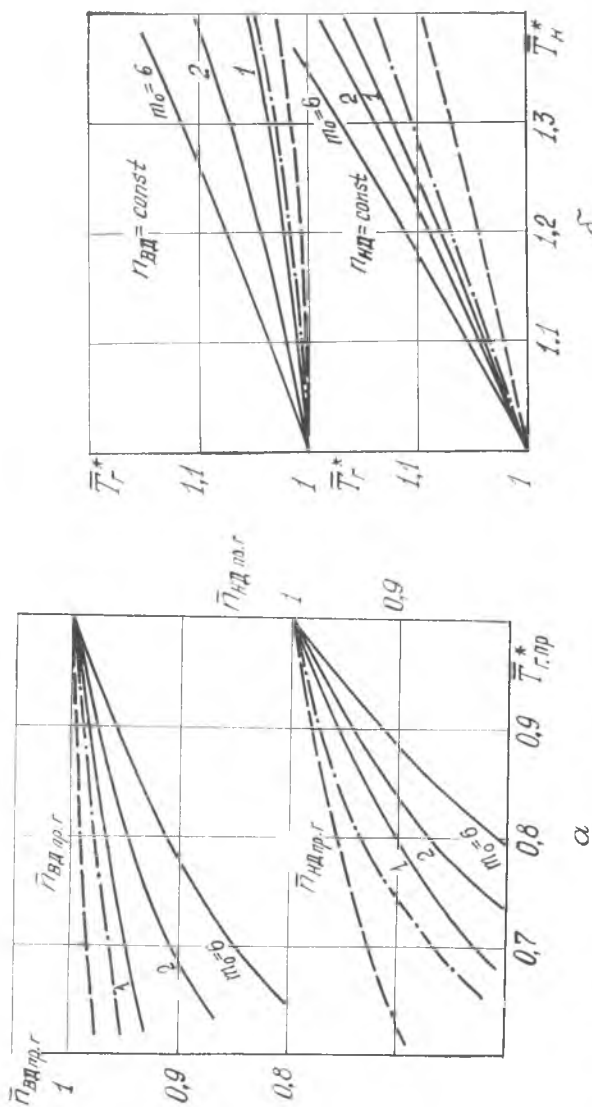


Рис. 13.7. Влияние параметров $\pi_{к\Sigma_0}^*$, $T_{г_0}^*$ и m_0 на обобщенные зависимости $\pi_{пр.г} = f(\pi_{г.пр}^*)$ для двухвального ТРДД (а) и на зависимость $\pi_{г}^* = f(\pi_{г}^*)$ для двигателя (θ), регулируемого по законам $\pi_{ВД} = const$ и $\pi_{НД} = const$,

— $T_{г_0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 1$; 2; 6;

--- $T_{г_0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 12$, $m_0 = 2$;

- · - · - $T_{г_0}^* = 2000$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 2$

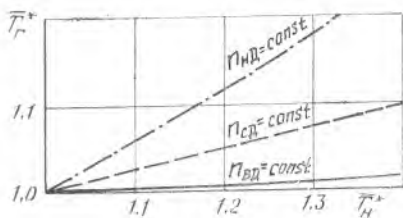
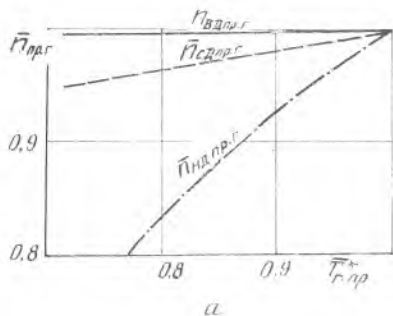


Рис. 13.8. Зависимость $\bar{n}_{пр.г} = f(\bar{T}_{г.пр}^*)$ и $\bar{T}_г^* = f(\bar{T}_н^*)$ для роторов трехвального ТРДД: $\pi_{квд_0}^* = 5$, $\pi_{ксд_0}^* = 2,8$, $\pi_{кнд_0}^* = 1,8$, $m_0 = 6$

компрессора НД ТРД, а на ТРДД еще и вследствие увеличения степени двухконтурности.

Регуляторы частоты вращения ротора получили широкое распространение, так как замер и регулирование частоты вращения не вызывают каких-либо затруднений и производятся с высокой точностью.

Структурная схема регулирования двигателя по закону $n = const$ не отличается от схемы непосредственного регулирования температуры газа перед турбиной (см. рис. 13.1): сигнал замеренной частоты вращения подается в регулятор, где сравнивается с сигналом частоты n , заданной углом установки рычага управления двигателем. В случае их несопадения регулятор подает команду на изменение расхода топлива.

§13.2. Методы расчета и анализа характеристик ГТД

Известны расчетные и экспериментальные методы получения характеристик. Наиболее широко применяются расчетные методы. Только с их помощью, в частности, можно получить характеристики на этапе проектирования двигателя. Методы расчета весьма разнообразны (13.2.1) и совершенствованию их уделяется серьезное внимание.

Методы расчета характеристик представляют интерес еще и потому, что разработанная в них последовательность расчета — это универсальный подход к анализу зависимости параметров выполненного двигателя от высоты и скорости полета, температуры и давления наружного воздуха, от режима работы двигателя, а также от других факторов (такой анализ приведен в § 13.3). Овладение методами анализа характе-

ристик выполненного двигателя, как и методами анализа параметров вновь проектируемого двигателя (гл. 8), — ключ к пониманию и усвоению теории ГТД. Поэтому изложение материала в § 13.2 подчинено задаче научить студента самостоятельно составлять методику расчета (и, следовательно, анализа) характеристик двигателей различных типов и схем (эта задача решается в рамках курсовой работы).

Для решения этой задачи материал в § 13.2, как и в гл. 8, излагается не обобщенно, а в основном на примере одновального ТРД. Вначале рассматривается приближенный — простейший метод расчета характеристик (13.2.2), который позволяет легко проследить взаимосвязь параметров и увидеть способы решения основных уравнений. Затем излагается метод расчета характеристик двигателя по характеристикам его узлов (13.2.3), из которого видно, что более точный учет потерь ведет к существенному усложнению расчета, к необходимости широкого применения метода последовательных приближений. Далее (13.2.4) рассмотрены особенности методик расчета турбореактивных двигателей более сложных схем (двухвальных, двухконтурных, с подпорными ступенями, с раздельным истечением и со смешением потоков).

Особое место занимает метод расчета обобщенных характеристик двигателя, а также высотно-скоростных характеристик по обобщенным (13.2.5). Особенности методов расчета характеристик турбореактивных двигателей с регулируемыми площадями характерных сечений приведены в гл. 14, турбовальных и турбовальных двигателей, а также двигателей с форсажными камерами — в гл. 15.

В настоящее время получили широкое распространение универсальные методы, по которым рассчитываются характеристики двигателей различных типов и схем [40], [44].

13.2.1. Введение. Задание на расчет характеристик

Заданными для расчета характеристик являются:

внешние условия — атмосферные (температура T_n и давление p_n наружного воздуха) и полетные (высота H и скорость V_n полета);

режим работы, который задается числом параметров режима, равным числу регулирующих факторов (будем полагать в дальнейшем, что для двигателя с одним регулирующим фактором он задается температурой газа перед турбиной);

площади характерных проходных сечений проточной части — минимальные сечения первых сопловых аппаратов различных каскадов турбин $F_{с.а.}$, минимальные сечения сопел $F_{с.кр}$ и площади входа в различные каскады компрессора $F_{вх}$; характеристики узлов воздухозаборника, компрессора, камеры сгорания, турбины и сопла (в простейшем

случае характеристики узлов могут быть заданы постоянными значениями КПД и коэффициентов потерь).

Следует иметь в виду, что обычно заданными являются результаты проектного термогазодинамического расчета, на основании которых определяются площади характерных проходных сечений, характеризующие выполненный двигатель, КПД узлов и коэффициенты потерь (если они не заданы характеристиками этих узлов), а также другие зависимые параметры, которые принимаются в качестве первого приближения, а в процессе расчета определяются подбором.

Расчет характеристик выполняется для различных режимов работы двигателя в широком диапазоне внешних условий. В результате определяются: тяга, удельный расход топлива, расход рабочего тела, его температура и давление на выходе из двигателя, а также многие другие параметры. Результаты расчета представляются в графическом виде как зависимости от высоты H , скорости полета V_n , температуры наружного воздуха T_n , а также от режима работы двигателя.

Методы расчета характеристик двигателя имеют много общего с методом проектного термогазодинамического расчета (гл. 8) и основываются на нем: определяются одни и те же параметры в сечениях проточной части и удельные параметры, используются одни и те же основные уравнения — баланса массы, мощности и давлений.

Однако между этими методами имеются и существенные различия, обусловленные тем, что расчет характеристик производится для выполненного двигателя, т. е. для двигателя с заданными площадями характерных сечений, а проектный термогазодинамический расчет — для вновь проектируемого двигателя, площади характерных сечений которого неизвестны. Поэтому проектный расчет выполняется для 1 кг воздуха, проходящего через двигатель, по результатам расчета определяется потребный расход воздуха $G_{вх}$ из условия обеспечения заданной тяги и вычисляются соответствующие площади характерных сечений. Проектный термогазодинамический расчет, по результатам которого определяются площади характерных сечений, назовем исходным, и параметры этого расчета обозначим индексом «исх». Если в качестве исходного расчета выбирается взлетный режим в САУ на уровне моря при $M_n=0$, то параметры этого режима обозначаются с индексом «0».

При проектном термогазодинамическом расчете, кроме расхода воздуха (1 кг), задаются параметры рабочего процесса (для ТРДД — $\pi_{к\Sigma}^*$, T_r^* , m и $\pi_{кП}^*$), КПД узлов и коэффициенты потерь, которые могут изменяться в определенных пределах. Перечисленные параметры являются, таким образом, независимыми переменными. При расчете характеристик в качестве независимого переменного (исключая внешние усло-

вия) можно принять только один параметр, характеризующий режим (для двигателя с одним регулирующим фактором), так как у выполненного двигателя режимом работы однозначно определяются все остальные параметры. Следовательно, параметры рабочего процесса, расход воздуха, КПД узлов и коэффициенты потерь являются зависимыми переменными.

Суть методов расчета характеристик сводится поэтому к решению основных уравнений, описывающих совместную работу узлов, к определению параметров рабочего процесса, расхода воздуха, а также КПД узлов и коэффициентов потерь, если они приняты переменными. Расчеты выполняются обычно методом последовательных приближений, так как параметры различных узлов взаимосвязаны и, кроме того, значения КПД и коэффициентов потерь зависят от положения рабочих точек на характеристиках узлов, а положение рабочих точек, в свою очередь, зависит от величины КПД и коэффициентов.

Методы расчета характеристик отличаются друг от друга, прежде всего, допущениями, которые связаны с различной точностью учета потерь в узлах, — это приближенные (13.2.2) и более точные (13.2.3) методы. Неодинакова и последовательность расчета параметров в сечениях проточной части двигателя, что объясняется различным подходом к решению основных уравнений (и приближенный, и более точный расчеты изложены далее в двух вариантах, которые отличаются последовательностью). Кроме того, методы могут различаться по использованию различных термодинамических функций (как и методики проектного термогазодинамического расчета — гл. 8).

По изложенным далее методикам характеристики могут рассчитываться и с учетом изменения свойств рабочего тела, и без такого учета. В последнем случае газовая постоянная, теплоемкость рабочего тела и показатель адиабаты задаются, как указано в § 8.1.

13.2.2. Приближенный метод расчета характеристик одновального ТРД

Для расчета заданы: внешние условия (T_n, p_n, H и V_n), режим работы (T_T), площади сечений ($F_{с.а.}$, $F_{с.кр.}$), КПД и коэффициенты потерь ($\sigma_{вх.}$, $\gamma_{ик.}$, $\gamma_{г.}$, $\varepsilon_{к.с.}$, $\gamma_{т.}^*$, $\varepsilon_{г.}$, $\gamma_{тм.}$, $\nu_{охл.}$).

Рассмотрим два варианта приближенного расчета, отличающихся последовательностью. В первом варианте она совпадает с последовательностью течения рабочего тела через сечения проточной части двигателя. Расчет по второму варианту начинается с параметров турбины.

Первый вариант. *Параметры воздухозаборника, компрессора, камеры сгорания, турбины и сопла определяются как и в*

проектном термогазодинамическом расчете (см. § 8.2), по формулам (8.2)...(8.12).

Разница состоит только в том, что при определении параметров компрессора (L_k и T_k^*) степень повышения давления π_k^* не задана. Поэтому в первом приближении следует задать ее величиной π_k^* и определить L_k и T_k^* . Не задан также расход воздуха через двигатель, поэтому расход газа через турбину, соответствующий принятому значению $\pi_k^*(P_T^*)$, определяется по формуле (8.13) из условия обеспечения заданной площади $F_{с.а}$ при критическом течении газа в минимальном сечении соплового аппарата. Тогда $G_{вх} = G_T / \nu_T$.

После расчета параметров сопла следует определить площадь минимального сечения $F_{с.кр}$ из формулы (8.13а), имея в виду, что расход газа через сопло $G_c = G_{вх}(1 + q_T)$. Полученное значение $F_{с.кр}$ должно совпадать с заданным значением $F_{с.кр.исх}$. Если $F_{с.кр} \neq F_{с.кр.исх}$, то принятое значение π_k^* не удовлетворяет условию совместной работы узлов. Тогда расчет необходимо повторить, задавая другим значением π_k^* (увеличение π_k^* ведет к увеличению площади $F_{с.кр}$).

Подобрав π_k^* , удовлетворяющее условию совместной работы узлов, необходимо вычислить скорость истечения газа из сопла и перейти к определению удельных параметров двигателя и тяги. Удельная тяга и удельный расход топлива определяются соответственно по формулам (6.4) и (7.3). Тяга вычисляется как произведение удельной тяги на расход воздуха через двигатель.

Число последовательных приближений при подборе π_k^* может быть достаточно большим.

Второй вариант. Предлагаемый метод позволяет уменьшить число последовательных приближений, а на режимах сверхкритического истечения из сопла практически исключить их. В этом варианте следует задаваться не степенью повышения давления в компрессоре, а степенью понижения давления в турбине $\lambda_{с.т.}$, которая изменяется в более узких пределах, а на режимах $\lambda_{с.т.} \geq 1$ остается постоянной.

Расчет начинается с определения параметров турбины. Затем последовательно рассчитываются параметры воздухозаборника, компрессора, камеры сгорания и сопла. Причем параметры воздухозаборника, камеры сгорания и сопла, а также удельные параметры двигателя и тяга рассчитываются так же, как и в проектно-термогазодинамическом расчете. Поэтому далее рассмотрим только особенности расчета параметров турбины и компрессора.

Турбина. Зададимся степенью понижения давления в турбине. В первом приближении целесообразно принять $\lambda_{с.т.}^* =$

$= \pi_{т.исх}^*$. Удельная работа турбины L_t и температура T_t^* рассчитываются соответственно по формулам (8.9) и (8.10).

Компрессор. Из уравнения баланса мощности (8.2) определяется удельная работа компрессора, а не турбины, как в первом варианте расчета. Степень повышения давления $\pi_{с.к}^*$ вычисляется из формулы для работы компрессора (8.6). Температура за компрессором рассчитывается по формуле (8.7), а расход газа через турбину — по (8.13).

После расчета параметров сопла определяется, как и в первом варианте, площадь его минимального сечения по формуле (8.13,а) и проверяется условие $F_{с.кр} = F_{с.кр.исх}$. Если $F_{с.кр} \neq F_{с.кр.исх}$, то расчет повторяется при других значениях π_t^* . (Увеличение π_t^* ведет к увеличению $F_{с.кр}$).

После подбора степени понижения давления π_t^* , удовлетворяющей условию совместной работы узлов, определяются удельные параметры двигателя и тяга.

Главное преимущество приближенного метода расчета высотноростных характеристик — простота и небольшая трудоемкость. Он позволяет легко проследить связь между параметрами и понять подход к решению основных уравнений совместной работы узлов двигателя. Однако этот метод в настоящее время практически не применяется, так как он не обеспечивает требуемой точности расчета из-за приближенного учета потерь в узлах. Более строго потери могут быть учтены по характеристикам узлов двигателя.

13.2.3. Метод расчета характеристик одновального ТРД по заданным характеристикам его узлов

В этом расчете, в отличие от расчета приближенного, КПД узлов и коэффициенты потерь принимаются не постоянными, а определяются по характеристикам узлов.

Предположим, что характеристики компрессора, турбины и сопла заданы графически в том виде, в каком они были представлены в гл. 11 (рис. 11.9, 11.5 и 11.4). Характеристики камеры сгорания заданы постоянными коэффициентами полноты сгорания топлива и восстановления полного давления, характеристики воздухозаборника — зависимостью коэффициента восстановления полного давления от числа M_p . Кроме того, для расчета характеристик заданы, как и в приближенном расчете, внешние условия, температура газа перед турбиной и площади характерных проходных сечений — $F_{с.в}$, $F_{с.кр}$, $F_{вх}$. Рассмотрим два варианта расчета характеристик.

Первый вариант. Последовательность данного расчета, как и приближенного, совпадает с последовательностью течения рабочего тела в проточной части двигателя. Рассмотрим

особенности определения параметров компрессора, турбины и сопла, а также расхода воздуха через двигатель и площади сопла.

Компрессор. Для расчета параметров компрессора, кроме π_k^* , нужно знать КПД η_k . Величины π_k^* и η_k определяются по положению рабочей точки на характеристике компрессора, поэтому в первом приближении целесообразно задаться положением рабочей точки на характеристике, т. е. величинами π_k^* и $q(\lambda_{вх})$, и вычислить удельную работу L_k и температуру T_k^* .

Турбина. Как и в первом варианте приближенного расчета, удельную работу турбины L_T определим из уравнения баланса мощности. Далее найдем температуру газа за турбиной T_T^* , степень понижения давления в турбине π_T^* и давление p_T^* (величина π_T^* зависит от КПД турбины η_T^* , значение которого пока неизвестно, поэтому в первом приближении примем $\eta_T^* = \eta_{T,исх}^*$). Затем по характеристике турбины найдем $\gamma_T^* = f(\pi_T^*)$ и $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а}) = f(\pi_T^*)$. Если найденное значение γ_T^* отличается от $\eta_{T,исх}^*$, то расчет π_T^* необходимо повторить.

Вычислим расход газа (и, следовательно, воздуха) через двигатель, подставив в формулу (8.13) вместо $q(\lambda_{с.а})$ произведение $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а})$. Расход воздуха однозначно определяет относительную плотность тока на входе в компрессор:

$$q(\lambda_{вх}) = \frac{G_{вх} \sqrt{T_k^*}}{m_{кр} p_{вх}^* F_{вх}}$$

Поэтому необходимо уточнить положение рабочей точки на характеристике компрессора: в случае отличия полученного значения $q(\lambda_{вх})$ от ранее принятого расчет следует повторить, начиная с параметров компрессора.

Сопло. Степень расширения газа в сопле вычислим, как обычно, по уравнению баланса давлений (8.3), а затем по характеристике сопла в зависимости от π_c найдем коэффициент скорости сопла φ_c и произведение коэффициента расхода на плотность тока $\mu_c q(\lambda_{с.кр})$.

Определим площадь сопла, подставив в формулу (8.13,а) вместо плотности тока $q(\lambda_{с.кр})$ произведение $\mu_c q(\lambda_{с.кр})$. Если $F_{с.кр} \neq F_{с.кр,исх}$, то принятое в первом приближении значение π не удовлетворяет условию совместной работы узлов двигателя. Тогда необходимо изменить π_k^* , т. е. задаться другим положением рабочей точки на характеристике компрессора, и повторить расчет.

Скорость истечения газа из сопла вычисляется по формуле (8.11) с учетом найденного значения φ_c .

Для определения частоты вращения n необходимо по ха-

характеристике компрессора определить ее приведенное значение $n_{пр}$ и вычислить n по формуле приведения (12.3,а).

Первый вариант расчета целесообразен, если известно, хотя бы ориентировочно, положение рабочей точки на характеристике компрессора, соответствующее заданному значению температуры газа перед турбиной. (Область возможного расположения рабочей точки может быть сужена, например, путем предварительного расчета линии совместной работы). Этот вариант предпочтителен, в частности, если режим работы двигателя задан не температурой газа перед турбиной, а частотой вращения ротора n , так как при известной частоте $n_{пр}$ подбирается только один параметр, определяющий положение рабочей точки на характеристике компрессора, например, π_k^* .

Если режим работы задан температурой газа перед турбиной, то во многих случаях целесообразно начинать расчет с определения параметров турбины, как во втором варианте приближенного расчета.

Второй вариант. Расчет начинается с определения параметров турбины.

Турбина. Зададимся степенью понижения давления $\pi_{т}^*$, вычислим удельную работу L_T (8.9) и температуру газа за турбиной T_T (8.10). В отличие от приближенного расчета, в данном случае КПД $\eta_{т}^*$ определяется по характеристике турбины $\eta_{т}^* = f(\pi_{т}^*)$. По этой характеристике находится также произведение $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.а})$, необходимое далее для определения расхода газа через турбину (воздуха через двигатель).

Компрессор. Как и во втором варианте приближенного расчета, удельная работа L_K определяется из уравнения баланса мощности, а степень повышения давления π_k^* и расход газа через турбину G_T — по формулам (8.6) и (8.13). При вычислении π_k^* задаемся в первом приближении значением КПД η_k , а затем определим его по характеристике компрессора $\eta_k = f[\pi_k^*, q(\lambda_{вх})]$. При этом приведенная плотность тока $q(\lambda_{вх})$ рассчитывается в зависимости от $G_{вх}$ по формуле расхода, записанной для сечения BX .

Параметры сопла и площадь минимального сечения $F_{с.кр}$ определяются так же, как и в первом варианте расчета характеристик двигателя по заданным характеристикам узлов.

Таким образом, во втором варианте как приближенного, так и более точного расчета, при заданной температуре T_T^ и принятом в первом приближении значении $\pi_{т}^*$ определяется работа L_T ; далее из уравнения баланса мощности вычисляется L_K и, следовательно, π_k^* ; расход газа (воздуха) определяется из условия $F_{с.а} = F_{с.а.исх}$, а $\pi_{т}^*$ подбирается окончательно из условия $F_{с.кр} = F_{с.кр.исх}$.*

13.2.4. Особенности методики расчета характеристик ТРД(Д) различных схем

В § 8.3 показано, что в схеме ТРДД (рис. 8.5) обобщено 15 схем турбореактивных двигателей без форсажных камер. Расчет характеристик двигателей этих схем можно выполнять в одинаковой последовательности, которая диктуется следующими соображениями.

Степень понижения давления в турбине ВД многовальных двигателей сохраняется постоянной не только на сверхкритических режимах, но и в большом диапазоне докритических режимов истечения газа из сопла, т. е. практически на всех основных рабочих режимах (§ 11.2). Поэтому расчет характеристик этих двигателей целесообразно начать с определения параметров турбины, приняв $\pi_{ТВД}^* = \pi_{ТВД\text{исх}}^*$. Степень понижения давления в турбине НД также постоянна, $\pi_{ТНД}^* = \pi_{ТНД\text{исх}}^*$ при $\lambda_{с1} \geq 1$, а при $\lambda_{с1} < 1$ ее необходимо подобрать из условия обеспечения неразрывности потока на выходе из сопла внутреннего контура $F_{с1кр} = F_{с1кр\text{исх}}$. Из условия $F_{с1кр} = F_{с1кр\text{исх}}$ нужно подобрать степень повышения давления в компрессорах можно определить на основании уравнений баланса мощности, а расход воздуха через внутренний контур — по уравнению расхода для минимального сечения первого соплового аппарата турбины.

Заметим, что наличие подпорных ступеней в схеме двухконтурного двигателя заметно усложняет расчет характеристик, так как в уравнении баланса мощности (8.14) при известной работе турбины $L_{ТНД}$ имеются две неизвестных величины ($L_{КНД}$ и $L_{ВП}$), не считая степени двухконтурности. Чтобы избежать эти затруднения, допустим, что величина

$$B = \frac{L_{ВП}}{L_{КНД}} = \frac{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \pi_{ВП}^* - 1 \right) \gamma_{КНД}}{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \pi_{КНД}^* - 1 \right) \gamma_{ВП}}$$

сохраняется постоянной на всех рабочих режимах. Тогда уравнение баланса мощности турбовентилятора примет вид:

$$L_{ТНД} = \frac{L_{КНД} (Bm + 1)}{\gamma_m \gamma_{ТНД}} \quad (13.4)$$

В уравнение (13.4) входит степень двухконтурности m , которой необходимо задаться. Степень двухконтурности выполненного двигателя при сверхкритическом истечении газа из сопел однозначно определяется положением рабочей точки на характеристике компрессора ВД (11.8), т. е., например, приве-

денной температурой газа перед турбиной. Характер функции $m=f(T_{г.пр}^*)$ зависит от параметров рабочего процесса (см. рис. 12.20). Поэтому в первом приближении степень двухконтурности целесообразно оценивать по рис. 12.20.

Учитывая изложенное, характеристики, например, двухвального ТРДД с подпорными ступенями и без смешения потоков целесообразно рассчитывать в следующей последовательности.

1. Принимаем $\pi_{ТВД}^* = \pi_{ТВД.исх}^*$, определяем работу $L_{ТВД}$ и температуру $T_{гНД}^*$.

2. В первом приближении задаемся $\pi_{ТНД}^* = \pi_{ТНД.исх}^*$ и вычисляем $L_{ТНД}$ и $T_{г}^*$.

3. Задав степень двухконтурности, из уравнения (13.4) определяем работу компрессора НД, по которой определяются степень повышения давления $\pi_{кНД}^*$ и температура $T_{кНД}^*$. Далее, приняв $B=B_{исх}$, определяем работу вентилятора наружного контура $L_{ВН}$, температуру за ним $T_{кН}$ и степень повышения давления $\pi_{ВН}^*$.

4. Аналогично рассчитываются параметры компрессора ВД: $L_{кВД}$ (8.2), $\pi_{кВД}^*$ и $T_{к}^*$.

5. Вычисляется давление перед турбиной $p_{г}^*$, расход воздуха через внутренний $G_{вН}$ и, следовательно, наружный $G_{вН}$ контуры.

6. Определяются параметры сопла наружного контура, включая площадь минимального сечения, и из условия $F_{сИкр} = F_{сИкр.исх}$ подбирается степень двухконтурности. При этом расчет, начиная с пункта 3, повторяется.

7. Аналогично определяются параметры сопла внутреннего контура, площадь $F_{сИкр}$, и из условия $F_{сИкр} = F_{сИкр.исх}$ подбирается $\pi_{ТНД}^*$. При этом расчет, начиная с пункта 2, повторяется.

8. Далее вычисляются удельные параметры двигателя и тяга.

Подчеркнем, что параметры воздухозаборника, камеры сгорания и сопла определяются так же, как и в проектном термодинамическом расчете.

Предложенный порядок расчета применим как для приближенного расчета характеристик двигателя, так и для более точного расчета, при котором КПД узлов и коэффициенты потерь задаются характеристиками этих узлов. Этот порядок универсален: он удобен для расчета характеристик двигателей различных типов и схем. Например, при расчете ТРДД без подпорных ступеней (и без учета радиальной неравномерности параметров потока за вентилятором) достаточно принять $B=1$. Расчет двухвального ТРД упрощается, поскольку $m=0$ и этап подбора степени двухконтурности опускается. В случае трех-

вальных двигателей каскад среднего давления рассчитывается как каскад ВД.

Расчет характеристик двухконтурного двигателя со смешением потоков выполняется по такой же схеме, но он заметно усложняется не только из-за необходимости проведения дополнительного расчета параметров камеры смешения (см. раздел 9.1.1), но, главным образом, вследствие того, что степень понижения давления турбины НД $\pi_{\text{ТНД}}^*$ приведенная плотность тока в сечении II на входе в камеру смешения по наружному контуру $q(\lambda_{\text{II}})$ не сохраняются постоянными на всех режимах работы, в том числе при сверхкритическом истечении газа из сопла, и должны подбираться методом последовательных приближений. При подборе m целесообразно $q(\lambda_1)$ определить из уравнения расхода для сечения I на входе в камеру смешения по внутреннему контуру, далее на основании уравнения равенства статических давлений (9.3) следует рассчитать λ_{II} и, наконец, по формуле (11.8) вычислить степень двухконтурности. Величина $\pi_{\text{ТНД}}^*$ подбирается из условия $F_{\text{с.кр}} = F_{\text{с.кр.исх}}$ после расчета параметров камеры смешения.

13.2.5. Метод расчета обобщенных характеристик двигателя

Метод расчета обобщенных характеристик изложим для режимов сверхкритического истечения газа из сопел двухвального ТРДД, когда $\pi_{\text{ТВД}}^* = \pi_{\text{ТВД.исх}}^*$ и $\pi_{\text{ТНД}}^* = \pi_{\text{ТНД.исх}}^*$. Пусть для такого расчета заданы характеристики компрессоров, КПД и коэффициенты потерь, характеризующие работу других узлов, площади характерных сечений, а также результаты расчета исходной точки.

Основы этого метода были изложены в гл. 12 при анализе совместной работы узлов (12.1.1) и обобщенных характеристик (12.3.1) ГТД. Условно расчет можно разделить на три этапа.

На первом этапе рассчитываются линии совместной работы на характеристиках компрессоров ВД и НД. Вначале на основании уравнения (11.7, а) такая линия наносится на характеристику компрессора ВД. Задаются рядом рабочих точек на этой линии и по уравнению (11.5) вычисляют отношение $T_{\text{Г}}/T_{\text{вхВД}}^*$ (параметры газогенератора однозначно определяются этим отношением и могут быть построены в зависимости от него). Затем определяются соответствующие рабочие точки на характеристике компрессора НД, для этого вычисляются степень двухконтурности m (11.8), степень повышения давления $\pi_{\text{КНД}}^*$ (11.9, б), приведенная плотность тока $q(\lambda_{\text{вх}})$ в сечении ВХ (11.10).

В рассматриваемом случае ($\lambda_{\text{с1}} \geq 1$) уравнение мощности

(11.9, б) можно упростить, поскольку отношение работ турбин НД и ВД сохраняется постоянным. Следовательно, работа компрессора НД определяется работой компрессора ВД и переменной степенью двухконтурности. Поделив уравнение (11.9, б) на (11.6, а), получим

$$\frac{l_{\text{КНД}}}{1 + l_{\text{КНД}}}(m + 1) = l_{\text{КВД}} \text{ const},$$

где константа рассчитывается по параметрам в исходной расчетной точке:

$$\text{const} = \left[\frac{(1 - l_{\text{ТВД}}) l_{\text{ТНД}} \gamma_{\text{ГНД}} \eta_{\text{мНД}}}{l_{\text{ТВД}} \gamma_{\text{Г}} \eta_{\text{мВД}}} \right]_{\text{исх}}$$

Она может быть вычислена по параметрам, которые определяются положением исходных рабочих точек на характеристиках компрессоров ВД и НД и соответствующей степени двухконтурности:

$$\text{const} = \left[\frac{l_{\text{КНД}}}{1 + l_{\text{КНД}}} \frac{(m + 1)}{l_{\text{КВД}}} \right]_{\text{исх}} = \left[\frac{l_{\text{КНД}}}{l_{\text{КВД}}} (m + 1) \right]_{\text{исх}}$$

Предложенный порядок расчета позволяет нанести линии совместной работы на характеристики каскадов компрессора, практически не прибегая к методу последовательных приближений (подбором определяется только КПД компрессора).

Подчеркнем, что линии совместной работы на характеристиках компрессоров ВД и НД строятся по-разному: для ВД — по уравнению (11.7, а), для НД — по уравнениям (11.9, б) и (11.10) на основании линии совместной работы на характеристике компрессора ВД. В аналитическом виде получить уравнение $\pi_{\text{КНД}} = j[q(\lambda_{\text{вх}})]$, выраженное только через параметры турбокомпрессора НД, в принципе невозможно, так как положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД зависит от пропускной способности газогенератора.

На втором этапе на основании линий совместной работы рассчитываются все приведенные параметры турбокомпрессора (газогенератора и турбовентильатора). Вычисляются приведенные давления $p_{\text{гпр}}^*$ и температуры $T_{\text{гпр}}^*$ во всех сечениях двигателя по полученным на первом этапе расчетам степеням повышения (понижения) давления для различных узлов двигателя. При этом следует учитывать, что приведенные параметры соответствуют САУ в сечении H на входе в двигатель: $p_H^* = 101.3$ кПа, $T_H^* = 288$ К, а степень повышения (понижения) температуры в компрессоре (турбине) определяется степенью повышения (понижения) давления в этом узле и величиной его КПД (см. соответствующие формулы в разделе 12.2.1). По температурам $T_{\text{гпр}}^*$ и $T_{\text{кпр}}^*$ рассчитывается относительный расход

топлива через камеру сгорания $q_{т.пр}$ и соответствующий ему часовой расход топлива $G_{т.пр} = 3600 q_{т.пр} G_{1 пр} \nu_{г}$. При этом расход рабочего тела в любом характерном сечении двигателя определяется по его площади и параметрам потока в этом сечении. Выходные параметры турбокомпрессора — степень повышения давления $\pi_{т.к}^*$ и соответствующая степень повышения температуры $T_{т}/T_{н}$, а следовательно и приведенная температура $T_{т.пр}^*$ вычисляются по формулам (12.9) и (12.10).

На третьем этапе рассчитываются параметры сопла, удельные параметры двигателя и тяга для различных чисел $M_{п}$. Определяются степени понижения давления газа в соплах, соответствующие принятым числам $M_{п}$ и различным параметрам турбокомпрессора (различным $T_{г}^*/T_{н}^*$), — $\pi_{сI} = \pi_{\nu} \sigma_{вх} \pi_{т.к}^*$, $\pi_{сII} = \pi_{\nu} \sigma_{вх} \pi_{КНД}^* \sigma_{кан}$, в зависимости от которых рассчитываются скорости истечения газа $c_{сIпр} = f(\pi_{сI}, T_{т.пр}^*)$, $c_{сIIпр} = f(\pi_{сII}, T_{КНДпр}^*)$. Вычисляются удельная тяга внутреннего $P_{удIпр}$ и наружного $P_{удIIпр}$ контуров, соответствующая им тяга $P_{Iпр}$ и $P_{IIпр}$, суммарная тяга двигателя $P_{пр}$ и удельный расход топлива $C_{уд.пр} = G_{т.пр}/P_{пр}$.

Как отмечалось в 12.3.2, расчет высотно-скоростных характеристик по обобщенным весьма прост: определяется приведенное значение параметра, характеризующего режим (например, приведенная температура $T_{г.пр}^*$, если режим работы задан температурой газа перед турбиной), в зависимости от этого параметра и от числа $M_{п}$ по обобщенным характеристикам находятся искомые приведенные параметры. Далее вычисляются значения физических параметров по формулам приведения.

§ 13.3. Анализ основных характеристик ТРД(Д)

Характеристики двигателя — это зависимости основных данных, удельных параметров, температуры и давления газа в различных сечениях проточной части и других параметров двигателя от режима его работы или от внешних — атмосферных ($P_{н}$, $T_{н}$) и полетных (H , $V_{п}$) условий. Они разделяются соответственно на дроссельные и внешние. Внешние характеристики подразделяются на климатические, высотные и скоростные — это зависимости перечисленных параметров соответственно от давления и температуры наружного воздуха, от высоты и скорости полета при работе двигателя на постоянном режиме.

Зависимость параметров двигателя от различных факторов рассматривается здесь, как правило, двумя методами:

А — на основании анализа обобщенных характеристик (назовем его А-метод);

Б — путем термогазодинамического анализа изменения параметров в характерных сечениях проточной части в последо-

вательности, принятой для второго варианта расчета характеристик (см. § 13.2), т. е. начиная с параметров турбины (назовем его Б-метод).

Анализ характеристик двигателя недостаточно выполнить одним методом, так как один метод обычно не позволяет получить однозначный вывод об изменении удельных параметров и основных данных двигателя. Кроме того, нужно стремиться подтвердить полученный вывод другим методом анализа, поскольку совпадение результатов, полученных различными методами, является критерием правильности проведенного анализа.

Для А-метода характерна следующая последовательность анализа: критерии подобия → положение рабочей точки на характеристике компрессора → приведенные параметры турбокомпрессора → приведенные параметры сопла и двигателя в целом → физические параметры.

Для Б-метода: $TВД \rightarrow TНД \rightarrow KНД \rightarrow KВД \rightarrow KС \rightarrow \text{сопло} \rightarrow$ удельные параметры двигателя и тяга. При этом предполагается, что истечение газа из сопла — сверхкритическое, т. е. степени понижения давления в турбинах и соответствующие относительные работы сохраняются постоянными: $\pi_{ТВД}^* = \text{const}$, $l_{ТВД} = \text{const}$, $\pi_{ТНД}^* = \text{const}$, $l_{ТНД} = \text{const}$, а удельные работы $L_{ТВД}$ и $L_{ТНД}$ изменяются пропорционально температуре газа T_g .

13.3.1. Дроссельные характеристики

Дроссельными характеристиками называют зависимости тяги, удельного расхода топлива, расхода воздуха, температуры и давления рабочего тела в различных сечениях и других параметров двигателя от режима его работы, построенные для неизменных внешних условий. Режим работы двигателя задается расходом топлива, температурой газа перед турбиной, частотой вращения ротора или каким-либо другим параметром. Дроссельная характеристика может быть построена по любому из них, а также по тяге или углу установки РУД. Во многих случаях дроссельная характеристика строится по частоте вращения ротора (рис. 13.9).

Проанализируем зависимости параметров двухвального ТРД (Д) от режима Б-методом (начиная с параметров турбины) с целью отработки методики такого анализа, (поскольку такие зависимости в основном очевидны).

Пусть расход топлива через двигатель уменьшается. Соответственно снижается температура газа перед турбиной, что ведет к снижению работы турбины ВД $L_{ТВД} = c_{p,z} T_g^* l_{ТВД}$ и температуры за ней $T_{ТВД}^* = T_g^* (1 - l_{ТВД})$. Аналогично изменяются работа турбины НД $L_{ТНД}$ и температура за ней T_g^* .

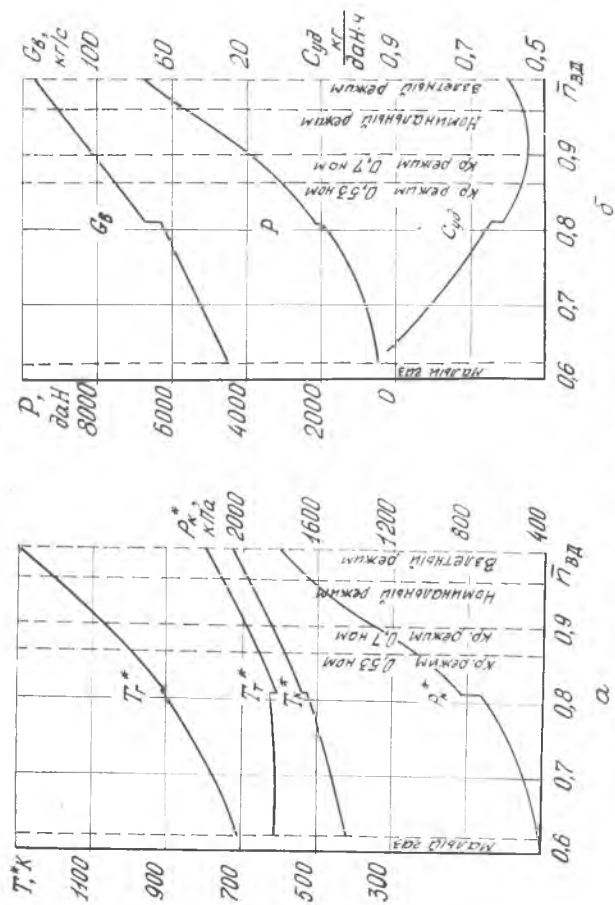


Рис. 13.9. Дроссельная характеристика двухвального ТРДД ($T_{r_0}^* = 1340$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 18$, $m = 1$, $G_{\theta_0} = 130 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$) при $H = 0$, $M_p = 0$, $T_H^* = 288$ К, $P_H = 101,3$ кПа

Работа компрессора НД изменяется в соответствии с уравнением баланса мощности (11.9): в случае ТРД она снижается пропорционально $L_{ТНД}$. На ТРДД она тем более снижается, поскольку зависит от степени двухконтурности, которая возрастает. Снижение $L_{КНД}$ приводит к уменьшению степени повышения давления в компрессоре $\pi_{КНД}^*$ и температуры за ним $T_{вхВД}^*$. Аналогично изменяются работа и параметры КВД: $L_{КВД}$, $\pi_{КВД}^*$ и $T_{к}^*$. Такое изменение параметров компрессора сопровождается снижением частот вращения роторов и смещением рабочих точек на характеристиках компрессоров влево—вниз по линии совместной работы: уменьшаются давления p_i^* и температуры T_i^* во всех сечениях двигателя и расход воздуха через него.

Уменьшаются параметры сопла: π_c — вследствие снижения $\pi_{к}^*$, согласно уравнениям баланса давлений (11.11) и (11.12), скорость истечения c_c — вследствие снижения π_c и температуры газа перед соплом. Соответственно снижается удельная тяга $P_{удI}$ и $P_{удII}$. Абсолютная тяга наружного и внутреннего контуров и двигателя в целом P снижается, кроме того, из-за уменьшения расхода воздуха.

Проделанный анализ в аналогичных случаях будем излагать в сжатой форме:

$$G_{Т↓} \rightarrow T_{Г↓}^* \rightarrow L_{ТВД↓} \quad (8.9), \quad T_{ТВД↓}^* \rightarrow L_{ТНД↓}, \quad T_{Т↓}^* \rightarrow L_{КНД↓} \quad (11.9),$$

$$\pi_{КНД↓}^* \quad (8.6), \quad T_{КНД↓}^* \quad (8.7) \rightarrow L_{КВД↓}, \quad \pi_{КВД↓}^*, \quad T_{к↓}^* \rightarrow n_{НД↓},$$

$$n_{ВД↓} \rightarrow p. \text{ т. } \swarrow, \quad q(\lambda_{вх})↓ \rightarrow p_i^*↓, \quad T_i^*↓ \rightarrow G_g↓ \rightarrow \pi_{сI}↓ \quad (11.11),$$

$$\pi_{сII}↓ \quad (11.12), \quad c_c↓ \quad (8.11) \rightarrow P_{уд↓}, \quad P_I↓, \quad P_{II}↓, \quad P↓.$$

Проведенный анализ не позволяет установить, как изменяется удельный расход топлива, так как при снижении $T_{Г}^*$ соответственно уменьшаются и числитель и знаменатель в формуле (7.3). Поэтому необходимо проанализировать влияние параметров цикла на $C_{уд}$ методом «работы цикла» (гл. 7). В § 7.2 было показано, что снижение $T_{Г}^*$ и $\pi_{к}^*$ приводит к увеличению полетного КПД η_{ξ} и к снижению эффективного КПД η_e . Противоположное влияние двух факторов приводит к образованию минимума удельного расхода топлива по режиму: преобладающее влияние вначале оказывает первый фактор ($\eta_{п}$), а затем — второй (η_e).

Итак, при снижении режима основные данные и параметры двигателя изменяются весьма существенно (см. рис. 13.9). В диапазоне режимов от взлетного до малого газа тяга двигателя изменяется в 15...30 раз (в результате обеспечивается широкий диапазон потребных тяг). Удельный расход топлива изменяется

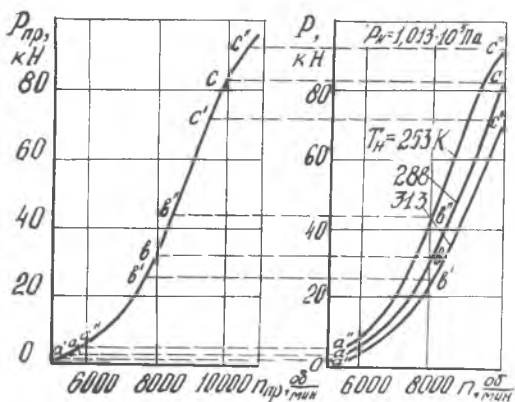


Рис. 13.10. Соотношение между дроссельными и обобщенными характеристиками

во всем диапазоне изменения режимов почти в два раза. Расход воздуха уменьшается примерно в четыре раза, а частота вращения ротора — в 1,5...2 раза. В основном рабочем диапазоне режимов (от взлетного до 0,7 номинального) частота вращения ротора изменяется примерно на 10% при изменении тяги на 40%.

Дроссельная характеристика на рис. 13.9 построена для САУ ($T_n^* = 288 \text{ К}$, $p_n^* = 101,3 \text{ кПа}$). В этом случае она не отличается от обобщенных характеристик. Дроссельные характеристики, построенные для определенных внешних условий, являются частным случаем обобщенных характеристик, а анализ закономерности изменения параметров по $n_{вдпр}$, а также особенности обобщенных характеристик двухвальных ТРДД и ТРД, изложенные в § 12.3, относятся и к дроссельным характеристикам этих двигателей. Соотношение между дроссельными и обобщенными характеристиками показано на рис. 13.10.

13.3.2. Климатические характеристики

Зависимости тяги и других параметров двигателя от давления p_n и температуры T_n наружного воздуха при работе двигателя на постоянном режиме и при $N = \text{const}$, $V_n = \text{const}$ называют климатическими характеристиками. Существенное влияние климатические характеристики оказывают на взлетные качества самолета. Поэтому здесь они анализируются для взлетного режима работы двигателя при $N = 0$, $M_n = 0$ (при этом $T_n^* = T_n$ и $p_n^* = p_n$). Пусть режим работы задается в первом приближении постоянной частотой вращения ротора $n_{вд} = \text{const}$.

Влияние p_n . С изменением давления p_n при $T_n = \text{const}$ приведенная частота вращения ротора $n_{вдпр}$, как видно из форму-

лы (12.3, а), сохраняется постоянной. Поскольку два критерия подобия (M_n и $n_{ВДпр}$) постоянны, то режимы двигателя подобны. Положение рабочих точек на характеристиках всех узлов, степени повышения (понижения) давления и температуры сохраняются неизменными. Так как температура T_n постоянна по условию, то постоянны также температура рабочего тела T_i^* и скорости потока c_i во всех сечениях двигателя. Не изменяются, следовательно, удельная работа узлов и удельные параметры двигателя в целом. Согласно формулам приведения, пропорционально атмосферному давлению изменяются давление рабочего тела во всех сечениях p_i^* , расход воздуха, расход топлива и тяга двигателя.

Влияние T_n . Зависимость параметров двигателя от температуры T_n при $p_n = \text{const}$ проанализируем вначале А-методом (на основании обобщенных характеристик). С увеличением T_n приведенная частота $n_{ВДпр}$ уменьшается, следовательно, рабочая точка на характеристиках компрессоров смещается влево-вниз, снижаются параметры, характеризующие положение рабочей точки: π_k^* и $q(\lambda_{вх})$. Соответственно снижаются давление p_i^* в различных сечениях двигателя и приведенный расход воздуха $G_{впр}$. Из обобщенных характеристик видно (см. рис. 12.7, 12.8 и 12.9), что при снижении приведенной частоты уменьшаются все параметры, характеризующие работу турбокомпрессора (за исключением степени двухконтурности m и скольжения роторов $n_{ВД}/n_{НД}$, которые увеличиваются), в том числе его выходные параметры: степень повышения давления $\pi_{ТК}^*$ и приведенная температура за турбиной $T_{Т.пр}^*$. Соответственно уменьшаются параметры сопла (степень понижения давления π_c и приведенная скорость истечения газа $c_{с.пр}$), а следовательно, удельная $P_{уд.пр}$ и абсолютная $P_{пр}$ тяга.

Проделанный анализ представим в сокращенном виде

$$\begin{aligned}
 T_n \uparrow \text{ при } n_{ВД} = \text{const}: n_{ВДпр} \downarrow &\rightarrow p. \text{ т. } \downarrow \rightarrow \pi_{кНД}^* \downarrow, q(\lambda_{вх}) \downarrow, \\
 \pi_{КВД}^* \downarrow, q(\lambda_{вхВД}) \downarrow &\rightarrow p_i^* \downarrow, T_{iпр}^* \downarrow, G_{впр} \downarrow \rightarrow G_{Т.пр} \downarrow, m \uparrow, \\
 \pi_{ТК}^* \downarrow, T_{Т.пр}^* \downarrow &\rightarrow \pi_{сI} \downarrow, \pi_{сII} \downarrow, c_{сIпр} \downarrow, c_{сIIпр} \downarrow \rightarrow P_{уд.пр} \downarrow, \\
 P_{пр} \downarrow &\rightarrow G_{в} \downarrow, P \downarrow.
 \end{aligned}$$

Физический расход воздуха при этом уменьшается более значительно, чем приведенный, а физическая тяга изменяется так же, как и приведенная, что следует из формул (12.4) и (12.6).

Из проделанного А-методом анализа не видна взаимосвязь параметров и не всегда ясны физические причины их изменения. Кроме того, не установлен характер изменения удельной тяги и удельного расхода топлива. Чтобы восполнить этот пробел, подтвердить полученные результаты и убедиться в их пра-

вильности, проанализируем изменение параметров при увеличении температуры T_n Б-методом (начиная с параметров турбины), полагая, что при $n_{ВД} = \text{const}$ температура газа перед турбиной сохраняется постоянной:

$$T_{n\uparrow} \text{ при } T_r^* = \text{const}: L_{ТВД} = \text{const}, T_{ТВД}^* = \text{const} \rightarrow L_{ТНД} = \text{const},$$

$$T_r^* = \text{const} \rightarrow L_{КНД\downarrow} \text{ (11.9)}, \pi_{КНД\downarrow}^*, T_{КНД\uparrow}^* \rightarrow L_{КВД} = \text{const},$$

$$\pi_{КВД\downarrow}^*, T_{r\uparrow}^* \rightarrow q_{T\downarrow} \rightarrow p. \text{ т. } \mathcal{K} \rightarrow q(\lambda_{вх})\downarrow \rightarrow p_i^*\downarrow \rightarrow \pi_{сг\downarrow},$$

$$\pi_{сг\downarrow}, c_{сг\downarrow}, c_{сг\downarrow} \rightarrow P_{уд\downarrow}, P_{уд\downarrow}.$$

Итак, при $T_r^* = \text{const}$ работа турбины и температура газа в ее характерных сечениях сохраняются неизменными, поскольку по условию $\pi_r^* = \text{const}$ ($\lambda_c \geq 1$). Степень повышения давления компрессора (а следовательно, и p_i^*) уменьшается с увеличением T_n вследствие увеличения упругости воздуха (в случае ТРДД снижается, кроме того, работа $L_{КНД}$ вследствие увеличения степени двухконтурности, что также ведет к снижению $\pi_{КНД}^*$). Пропорционально $\pi_{КНД}^*$ уменьшается π_c и соответственно скорость истечения c_c и удельная тяга $P_{уд}$. Расходы воздуха G_2 и G_1 уменьшаются с увеличением T_n , что следует из формулы расхода, выраженной через параметры рабочего тела в сечении на входе в вентилятор и в минимальном сечении соплового аппарата турбины. В последнем случае при $T_r^* = \text{const}$ и $q(\lambda_{с-а}) = \text{const}$ расход воздуха пропорционален давлению газа на входе в турбину или $G_{в1} = \text{const} \cdot \pi_{кв\downarrow}^*$.

Эти два метода анализа хорошо дополняют друг друга. Например, затруднительно доказать, как изменяется температура за компрессором НД ТРДД, так как в формуле (8.7) с увеличением T_n значение $L_{КНД}$ снижается. Однако, если иметь в виду, что при этом работа $L_{КВД}$ постоянна (что известно из анализа Б-методом), а $\pi_{КВД}^*$ снижается (доказано А-методом), то понятно, что это снижение обусловлено увеличением температуры $T_{КНД}^*$.

Однако оба метода в рассматриваемом случае не дают однозначного ответа на вопрос об изменении удельного расхода топлива. Чтобы ответить на этот вопрос, необходимо обратиться к анализу параметров методом работы цикла: в § 7.2 показано, что снижение $\pi_{КНД}^*$ (в диапазоне достигнутых значений) ведет к увеличению $C_{уд}$ вследствие снижения эффективного КПД.

Тяга двигателя с увеличением T_n значительно уменьшается, так как снижаются и удельная тяга, и расход воздуха. Например, в диапазоне температур от 233 до 313 К тяга может уменьшаться более чем на 30% (рис. 13.11). Такое снижение

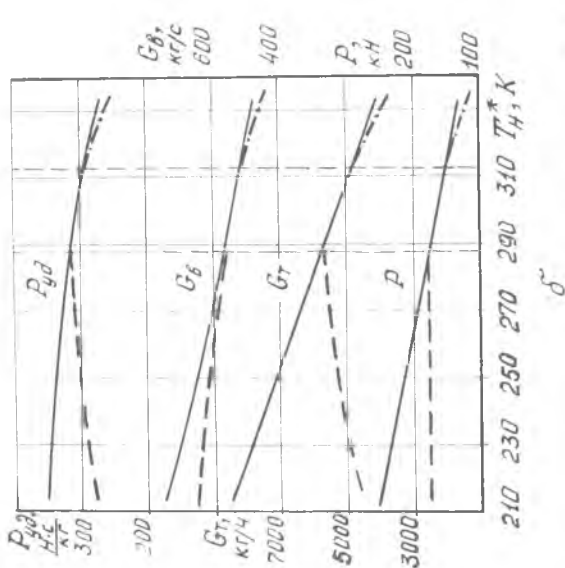
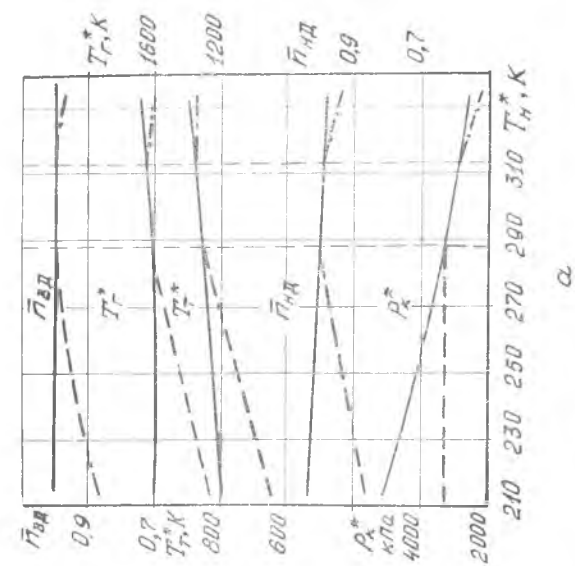


Рис. 13.11. Климатические характеристики двухвального ТРДД ($T_{r_0}^* = 1650$ К, $\pi_{кк\gamma_0}^* = 37$, $m = 6,5$, $G_{\theta_0} = 580 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$), с ограничением $P_K = \text{const}$ (—) и $T_T = \text{const}$ (---) при $H = 0$, $M_0 = 0$, $P_H = 101,3$ кПа

тяги недопустимо, так как оно приводит к снижению тяговооруженности самолета в летних условиях и ухудшает его взлетные качества. Поэтому перед создателями двигателя ставится задача обеспечения заданной максимальной тяги не в стандартных, а в более тяжелых для взлета условиях при $T_n = 303 \text{ K}$ и $p_n = 97,3 \text{ кПа}$.

Двигатель проектируется из условия удовлетворения этому требованию. Тогда применение закона регулирования $n_{ВД} = \text{const}$ будет приводить к превышению в зимних условиях максимальной заданной тяги. Увеличится также давление рабочего тела в проточной части, расход воздуха, топлива и другие параметры. Соответственно повысятся и нагрузки на узлы и элементы конструкции: увеличатся растягивающие усилия на облочках, изгибные напряжения в лопатках компрессора и турбины, осевые усилия на подшипниках и крутящие моменты на валах. Двигатель в зимних условиях будет перегруженным, а следовательно, и перетяжеленным. Поэтому рассматриваемый закон регулирования применять на взлетном режиме в широком диапазоне температур T_n нецелесообразно.

Чтобы не перегружать двигатель в зимних условиях и уменьшить его массу, максимальную тягу ограничивают, например, путем ограничения максимального давления за компрессором из условия $p_k^* \leq p_{k \text{ max}}^*$. (Если давление за компрессором в данных условиях работы больше $p_{k \text{ max}}^*$, то ограничитель давления подает сигнал на уменьшение расхода топлива, обеспечивая таким образом $p_k^* = p_{k \text{ max}}^*$). Если в этом случае и $p_n = \text{const}$, то имеем $p_{k \Sigma \text{ max}}^* = \text{const}$, т. е. положение рабочей точки на характеристике компрессора не изменяется в зоне ограничения тяги, режимы работы двигателя подобны, а изменение параметров описывается формулами приведения (штриховые линии на рис. 13.11 при $T_n < 288 \text{ K}$).

В систему регулирования современных двигателей вводится, как правило, еще и ограничение максимальной температуры перед турбиной. Такое ограничение необходимо, поскольку при постоянной частоте вращения ротора температура T_T^* в общем случае не сохраняется постоянной (см. рис. 13.5,б). Ограничение может производиться по температуре газа за турбиной, так как она изменяется пропорционально T_T^* . При работе двигателя в зоне ограничения температуры T_T^* увеличение T_n приводит к еще большему снижению тяги двигателя (см. рис. 13.11).

Итак, в рассматриваемом случае взлетный режим задается тремя параметрами: частотой вращения $n_{ВД}$, максимальным давлением $p_{k \text{ max}}^*$ и температурой газа за турбиной $T_{T \text{ max}}^*$. Такое же изменение тяги в зависимости от температуры наружного воздуха можно обеспечить выбором закона регулирования $n_{ВД} = f(T_n)$, см. рис. 13.11. Таким образом, даже при измене-

нии T_n^* в сравнительно узком диапазоне (от 213 до 333 К) приемлем простой закон регулирования $n_{вд} = \text{const}$ или $T_r^* = \text{const}$. Законы регулирования современных двигателей, выбранные из условия обеспечения потребной тяги, должны быть более сложными. С еще большим основанием это относится к двигателям, предназначенным для сверхзвуковых скоростей полета, которые работают в существенно более широком диапазоне температур T_n^* .

13.3.3. Высотные характеристики

Зависимости тяги, удельного расхода топлива и других параметров от высоты полета при постоянной скорости и при работе двигателя на постоянном режиме называют высотными характеристиками (рис. 13.12). Предположим, что режим задан постоянным значением частоты вращения ротора.

При изменении высоты изменяются давление и температура наружного воздуха (см. приложение 3). Поэтому влияние высоты на параметры двигателя сводится к совместному влиянию изменения давления и температуры наружного воздуха.

Как отмечалось, удельные параметры не зависят от давления наружного воздуха. С изменением высоты полета удельные параметры изменяются только вследствие изменения температуры наружного воздуха. При увеличении высоты от 0 до 11 км температура T_n снижается в стандартных условиях от 288 до

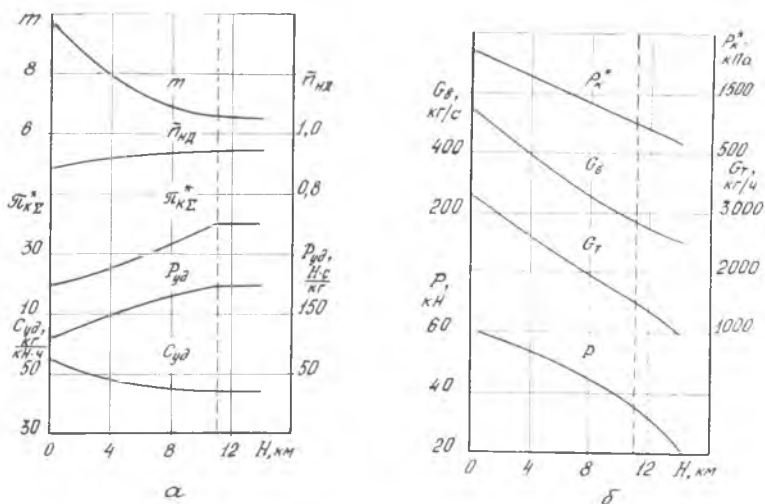


Рис. 13.12. Высотные характеристики двухвального ТРДД ($T_{r_0}^* = 1650 \text{ К}$, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 37$, $m = 6,5$, $G_{в0} = 580 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$) в САУ при $n_{вд} = \text{const}$, $M_{п} = 0,5$

216,5 К, т. е. на $\sim 25\%$. Это приводит к значительному увеличению удельной тяги (в том числе, вследствие уменьшения степени двухконтурности) и к снижению удельного расхода топлива на 5—15%.

На расход воздуха через двигатель с увеличением высоты оказывает влияние как изменение температуры, так и изменение давления наружного воздуха: уменьшение T_n приводит к увеличению расхода воздуха, а уменьшение p_n , наоборот, к уменьшению G_v . Интенсивность влияния температуры и давления на расход воздуха примерно одинакова: при изменении T_n и p_n на 1% G_v изменяется также на $\approx 1\%$. Но с увеличением высоты от 0 до 11 км температура уменьшается в 1,25 раза, а давление снижается от 101,3 до 22,7 кПа, т. е. в 4,5 раза. Снижение давления и оказывает решающее влияние на расход воздуха: с увеличением высоты до 11 км он уменьшается в 2,5...3 раза.

Изменение расхода воздуха оказывает основное влияние на тягу и часовой расход топлива, которые в рассматриваемом диапазоне высот уменьшаются примерно в 2 раза.

Таким образом, параметры двигателя и, прежде всего, давление рабочего тела в проточной части, расход воздуха, расход топлива и тяга весьма существенно зависят от высоты полета. С повышением высоты увеличивается приведенная частота вращения ротора, рабочая точка на характеристике компрессора перемещается по линии совместной работы вправо—вверх. Это приводит к изменению КПД компрессора и оказывает дополнительное влияние на удельные параметры двигателя. Если рабочая точка перемещается из левой части характеристики в центр (что обычно соответствует низким режимам при сравнительно небольшой физической частоте вращения ротора), то КПД компрессора увеличивается. Это приводит к еще большему росту удельной тяги и снижению удельного расхода топлива с увеличением высоты полета. Если рабочая точка перемещается от центра характеристики в правую часть (что соответствует высоким режимам при физической частоте вращения ротора, близкой к максимальной), то КПД компрессора снижается, вследствие чего улучшение удельных параметров становится незначительным.

При работе двигателя на высоких режимах в условиях, когда полная температура воздушного потока на входе минимальна, т. е. на больших высотах при небольшой скорости полета, приведенная частота вращения ротора достигает максимального значения, рабочая точка на характеристике компрессора находится в зоне низких КПД. В этом случае увеличение высоты полета может привести не к уменьшению, а к увеличению удельного расхода топлива и, кроме того, к снижению запасов устойчивости компрессора. Чтобы исключить работу двигателя в зоне низких КПД компрессора, в системе регулирова-

ния предусматривается ограничение максимальной приведенной частоты вращения ротора или максимальной степени повышения давления.

На высотах более 11 км температура наружного воздуха сохраняется неизменной. На этих высотах удельные параметры двигателя остаются постоянными, а расход воздуха через двигатель, тяга и расход топлива изменяются пропорционально давлению наружного воздуха. Это справедливо для условий, когда изменение давления наружного воздуха и соответственно числа Рейнольдса не приводит к изменению КПД узлов и коэффициентов потерь. (Влияние числа Re на характеристики двигателя рассматривается в гл. 16).

13.3.4. Скоростные характеристики

Зависимости тяги, удельного расхода топлива и других параметров от скорости полета (или от числа M_n), при работе двигателя на постоянной высоте и на постоянном режиме называются скоростными характеристиками (рис. 13.13).

Проанализируем изменение параметров двухвального ТРДД с увеличением скорости полета при условии, что режим работы задан температурой $T_{г}^*$.

А-метод. $V_n \uparrow (T_n^* \uparrow, \pi_v \uparrow, p_{вх}^* \uparrow)$ при $T_{г}^* = \text{const}$:

$$T_{г.пр}^* \rightarrow P, T_{г} \rightarrow \pi_{кнд} \downarrow, q(\lambda_{вх}) \downarrow, \pi_{квд} \downarrow, q(\lambda_{вхвд}) \downarrow \rightarrow \pi_{тк}^* \downarrow,$$

$$T_{г.пр}^* \rightarrow G_{впр} \rightarrow m \uparrow, (n_{вд}/n_{нд}) \downarrow.$$

Анализировать А-методом изменение параметров сопла и тяги в рассматриваемом случае нецелесообразно, так как вследствие изменения числа M_n связь этих параметров с величиной $T_{г.пр}^*$ неоднозначна.

Б-метод. $V_n \uparrow (T_n^* \uparrow, \pi_v \uparrow, p_{вх}^* \uparrow)$ при $T_{г}^* = \text{const}$:

$$L_{твд} = \text{const}, T_{твд}^* = \text{const} \rightarrow L_{тнд} = \text{const},$$

$$T_{г}^* = \text{const} \rightarrow L_{кнд} \downarrow, \pi_{кнд} \downarrow, T_{кнд}^* \uparrow \rightarrow L_{квд} = \text{const},$$

$$\pi_{квд} \downarrow, T_{к}^* \uparrow \rightarrow \dots$$

Из сделанного анализа следует, что с увеличением V_n параметры, характеризующие работу турбокомпрессора, изменяются так же, как и при увеличении T_n^ (см. раздел 13.3.2), поскольку в обоих случаях повышается полная температура воздушного потока на входе в двигатель, рабочая точка на характеристике компрессора смещается влево—вниз: работа турбин и компрессоров сохраняется постоянной (за исключением*

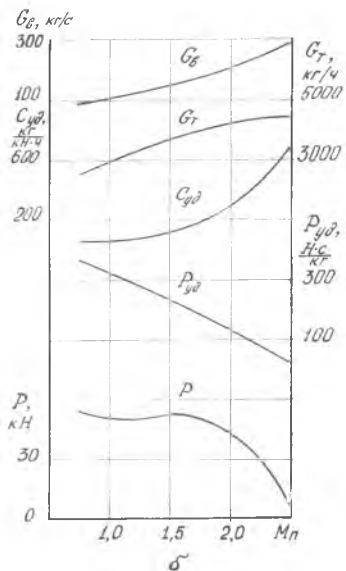
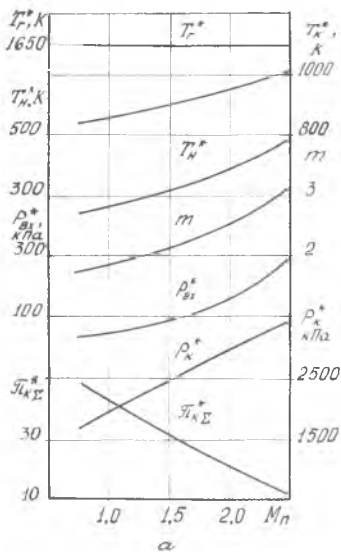


Рис. 13.13. Скоростные характеристики двухвального ТРДД ($T_{Г0}^* = 1650$ К, $\pi_{к0}^* = 37$, $m_0 = 2$, $G_{Г0} = 225 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$) в САУ при $T_{Г0}^* = \text{const}$, $H = 11$ км

$L_{кнд}$, которая на ТРД также постоянна, а на ТРДД снижается), температура газа в характерных сечениях турбины постоянна, а в сечениях компрессора повышается, степень двухконтурности и скольжение частот вращения роторов увеличиваются.

Однако в отличие от рассмотренного в разделе 13.3.2 случая, когда увеличивалась только температура $T_{н0}^*$, с увеличением скорости полета растет степень повышения давления от скоростного напора π_V . Следовательно, в воздухозаборнике и турбокомпрессоре степени повышения давления изменяются противоположно, и логическим анализом нельзя однозначно установить, как изменяются параметры сопла и двигателя в целом. Поэтому анализ скоростных характеристик наиболее сложен.

Чтобы дать правильный ответ на поставленный вопрос, необходимо помнить, что зависимость полной температуры $T_{н0}^*$ и давления $p_{вх}^*$ воздушного потока от скорости полета, как следует из анализа формул (8.4) и (8.5), имеет параболический характер: увеличение скорости полета приводит вначале к незначительному, а потом ко все более интенсивному росту давления $p_{вх}^*$. Так, с увеличением $M_{п}$ от 0 до 1 π_V увеличивается от 1 до $\sim 1,9$, т. е. менее чем в два раза, а при увеличении

$M_{п}$ от 1 до 2 она увеличивается более чем в четыре раза (см. § 7.4).

Рост π_V оказывает преобладающее влияние на суммарную степень повышения давления. Соответственно увеличивается давление рабочего тела во всех сечениях проточной части двигателя. Давление перед турбиной p_r^* однозначно определяет расход воздуха через внутренний контур, который, таким образом, изменяется пропорционально суммарной степени повышения давления. Суммарный расход воздуха через двигатель увеличивается еще больше, так как при этом растет и степень двухконтурности.

Рост π_V оказывает также преобладающее влияние на $\pi_{сI}$ и $\pi_{сII}$, которые увеличиваются по $V_{п}$. Соответственно увеличиваются $c_{сI}$ и $c_{сII}$.

Итак:

$$\rightarrow \pi_{\Sigma} \uparrow \rightarrow p_r^* \uparrow \rightarrow G_{от} \uparrow, \quad G_{в\Sigma} \uparrow \rightarrow \pi_{сI} \uparrow, \quad \pi_{сII} \uparrow, \quad c_{сI} \uparrow, \quad c_{сII} \uparrow.$$

Однако ни один из рассмотренных методов анализа не дает однозначного ответа на вопрос об изменении удельных параметров и тяги двигателя, так как изменяющиеся величины оказывают на них противоположное влияние. Поэтому нужно обратиться к анализу параметров двигателя методом работы цикла. В разделе 7.4.1 показано, что с увеличением $V_{п}$ удельная тяга снижается, а удельный расход топлива увеличивается, и объяснены причины такого их изменения. Тяга двигателя имеет сложный характер изменения. Вначале (при увеличении $V_{п}$ от 0 до 300..500 км/ч) она обычно уменьшается, так как снижение удельной тяги оказывает на нее преобладающее влияние. Затем (главным образом на сверхзвуковых скоростях) она увеличивается из-за преобладающего влияния роста расхода воздуха. Наконец, достигнув максимума (на больших сверхзвуковых скоростях), она снова снижается до нуля при предельной скорости полета, так как на этой скорости удельная тяга равна нулю.

Таким образом, параметры двигателя и его основные данные значительно зависят от скорости полета (при ее изменении от нуля до предельного значения, см. рис. 13.13).

13.3.5. Влияние параметров рабочего процесса, типа, схемы двигателя и законов регулирования на характеристики ТРД(Д)

Закономерности влияния параметров рабочего процесса на удельные параметры (гл. 7) и на обобщенные характеристики (гл. 12) обуславливают и закономерности влияния этих параметров на высотно-скоростные характеристики двигателей.

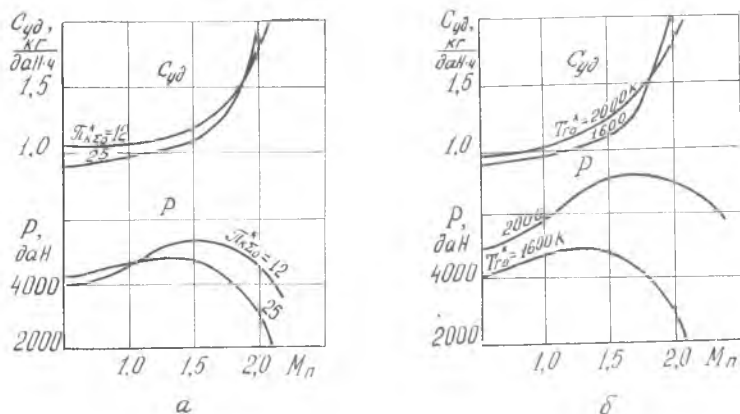


Рис. 13.14. Влияние $\pi_{к\Sigma_0}^*$ и $T_{г_0}^*$ на скоростные характеристики ТРДД при $T_{г_0}^* = T_{г_0}^* = \text{const}$ ($H = 11$ км; $G_{Г_0} = 100$ кг/с; $m_0 = 2$; $\pi_{кНД_0 \text{ опт}}$): а — $T_{г_0}^* = 1600$ К; б — $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$

Влияние параметров рабочего процесса при $T_{г_0}^* = \text{const}$. С увеличением $\pi_{к_0}^*$, как показано в § 12.4, возрастает крутизна протекания кривых $\pi_{к}^* = f(T_{г.пр}^*)$ и $q(\lambda_{вх}) = f(T_{г.пр}^*)$, что приводит к более интенсивному снижению тяги при уменьшении приведенной температуры газа перед турбиной (см. рис. 12.17 и 12.25). При этом тяга уменьшается, а удельный расход топлива увеличивается (рис. 13.14,а) в условиях работы двигателя на высоких скоростях полета (низких $T_{г.пр}^*$). Снижается и предельная скорость $V_{п.пр}$, при которой тяга обращается в нуль. Уменьшается, следовательно, возможный диапазон применения двигателя. При низких скоростях полета с увеличением $\pi_{к_0}^*$ экономичность двигателя улучшается, а тяга обычно увеличивается.

Величина $T_{г_0}^*$ оказывает значительное влияние и на удельные параметры двигателя, и на обобщенные характеристики, и, следовательно, на высотно-скоростные характеристики. С увеличением $T_{г_0}^*$ повышается удельная тяга (§ 7.2) и, кроме того, менее интенсивно снижается тяга при снижении $T_{г.пр}^*$ (см. рис. 12.17 и 12.25). Поэтому особенно значительно тяга увеличивается на больших сверхзвуковых скоростях полета (рис. 13.14,б). Удельный расход топлива на больших скоростях полета уменьшается, а на малых — увеличивается.

Особенности ТРДД. Рассмотренное влияние основных параметров рабочего процесса $\pi_{к_0}^*$ и $T_{г_0}^*$ на характеристики турбо-

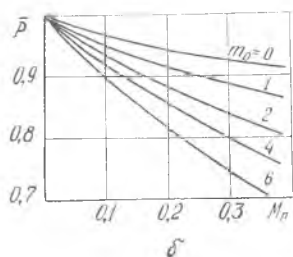
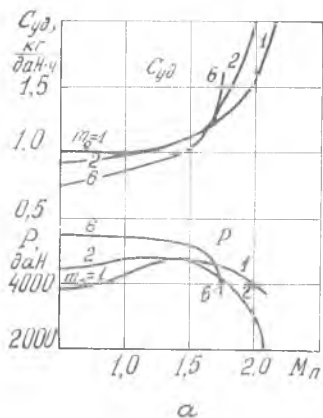


Рис. 13.15. Влияние m_0 на скоростные характеристики ТРДД при $T_r^* = T_{r_0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $H = 11$ км: а — $G_{вI_0} = 100$ кг/с; б — $P_0 = \text{const}$

реактивных двигателей относится как к одноконтурным, так и к двухконтурным двигателям различных схем. Чтобы выявить особенности характеристик двухконтурных двигателей, проанализируем влияние m_0 , например, на скоростные характеристики ТРДД.

Влияние m_0 на характеристики двигателя можно рассматривать при различных условиях (см. § 6.4). На рис. 13.15 показано влияние m_0 при $G_{вI_0} = \text{const}$ (а) и при $P_0 = \text{const}$ (б).

В § 7.4 показано, что оптимальная степень двухконтурности m_{opt} и оптимальный коэффициент x_{opt} , характеризующий распределение энергии между контурами, снижаются до нуля при увеличении скорости полета, а увеличение m_0 на малых скоростях приводит к повышению, а на больших — к снижению эффективности двигателя. Поэтому чем больше m_0 , тем более интенсивно снижается удельная тяга и увеличивается удельный расход топлива с увеличением скорости полета. Этот вывод, сделанный в гл. 7 для проектируемого двигателя, относится и к выполненному двигателю. Более того, в рассматриваемом случае это положение усугубляется, так как при увеличении $V_{\text{п}}$ (снижении $T_{г.пр}^*$) величины m и x в системе выполненного двигателя не сохраняются постоянными, а увеличиваются (см. рис. 12.12).

С увеличением m_0 более резкое падение удельной тяги по скорости полета приводит и к соответствующему падению абсолютной тяги (см. рис. 13.15). Таким образом, с увеличением m_0 при $P_0 = \text{const}$ тяговые характеристики двигателя по скорости полета ухудшаются, в том числе на взлетном режиме. И наоборот, высотные характеристики двигателя улучшаются с увеличением m_0 (рис. 13.16).

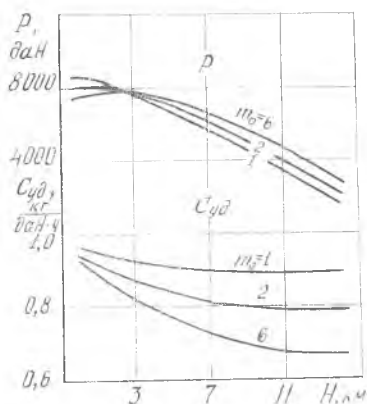


Рис. 13.16. Влияние m на высотные характеристики ТРДД. Условия по рис. 13.15, а

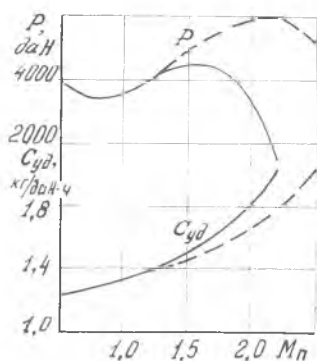


Рис. 13.17. Сравнение скоростных характеристик двухвального (---) и одновального (—) ТРД при $T_{г}^* = \text{const}$

Влияние схемы двигателя. Особенности совместной работы узлов двухвальных двигателей по сравнению с одновальными рассмотрены в разделе 12.1.2, а особенности их обобщенных характеристик — в 12.3.3. Там показано, что на режимах пониженной приведенной температуры газа перед турбиной двухвальный ТРД имеет преимущество перед одновальным ТРД с нерегулируемым компрессором по тяге и удельному расходу топлива, обусловленное скольжением роторов, которое приводит к увеличению КПД η_k . *Соответствующее преимущество по P и $C_{уд}$ имеет двухвальный ТРД на больших скоростях полета (рис. 13.17), поскольку низкие значения $T_{г.пр}^*$ реализуются, в частности, за счет повышения $T_n^*(V_n)$.*

Сделанный вывод о преимуществе многовального двигателя будет правильным и для сравнения трехвального и двухвального ТРДД, если суммарный КПД компрессоров СД и ВД в системе трехвального двигателя выше КПД компрессора ВД двухвального ТРДД.

Однако отличие КПД двухвального и регулируемого одновального компрессоров с одинаковыми $\pi_{к\Sigma_0}^*$ обычно несущественно. *В этом случае и схема двигателя практически не оказывает влияние на его характеристики при $T_{г}^* = \text{const}$.*

Влияние закона регулирования. Влияние закона регулирования на высотно-скоростные характеристики двигателей с одним регулирующим фактором очевидно: если на заданном режиме не обеспечивается $T_{г}^* = \text{const}$, то снижение $T_{г}^*$ относительно $T_{г\text{max}}^*$ в определенных условиях полета ведет к сниже-

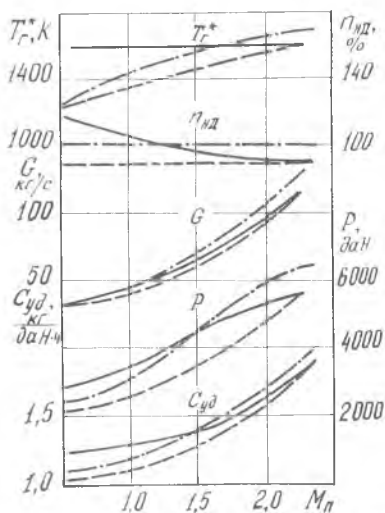
нию тяги и к соответствующему изменению характера ее протекания.

В 13.1.4 показано, что закономерность изменения температуры $T_{\Gamma}^* = f(T_{\text{н}}^*)$ определяется главным образом законом регулирования двигателя. При регулировании многовального двигателя по закону $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ температура T_{Γ}^* во многих случаях изменяется незначительно. Поэтому и характеристики такого двигателя, регулируемого по законам $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ или $T_{\Gamma}^* = \text{const}$, отличаются несущественно. Это относится к современным двухвальным ТРД, у которых $\pi_{\text{КВД}_0}^* < 5$, а также к ТРДД первого поколения (1960...70 гг.), у которых $\pi_{\text{КВД}_0}^* \approx 5...6$ (см. рис. 13.6 и 13.7). До определенной степени это относится также к современным ТРДД с регулируемым компрессором и $\pi_{\text{КВД}_0}^* > 6$. Хотя у этих двигателей температура T_{Γ}^* все же возрастет с увеличением $T_{\text{н}}^*$.

Значительнее T_{Γ}^* увеличивается при регулировании двигателя по закону $n_{\text{НД}} = \text{const}$ (см. рис. 13.6 и 13.7). Но T_{Γ}^* не должна превышать $T_{\Gamma \text{max}}^*$, поэтому на максимальном режиме величину $n_{\text{НД}}$ выбирают из условия обеспечения $T_{\Gamma}^* = T_{\Gamma \text{max}}^*$ при $T_{\text{н}}^* = T_{\text{нmax}}^*$, т. е. при максимальной скорости полета. В этом случае двигатель недоиспользуется по T_{Γ}^* при низких $T_{\text{н}}^*$ и, следовательно, имеет пониженное значение тяги (штриховые линии на рис. 13.18).

В рассматриваемом случае возможности двигателя во всех условиях полета недоиспользуются также по частоте вращения ротора НД и, следовательно, по расходу воздуха. Если путем пересогласования работы турбин за счет изменения площадей характерных сечений обеспечить $n_{\text{НД}} = n_{\text{НДmax}}$ без изменения температуры $T_{\Gamma \text{max}}^*$, то это приведет к некоторому увеличению тяги,

Рис. 13.18. Сравнение скоростных характеристик ТРД ($\pi_{\text{КС}_0}^* = 12$; $\pi_{\text{КНД}_0}^* = 3,5$; $T_{\Gamma_0}^* = 1600$ К; $G_{\theta_0} = 100$ кг/с; $H = 11$ км), регулируемого по законам:
 ————— — $T_{\Gamma}^* = \text{const}$;
 - - - - - $n_{\text{НД}} = \text{const}$ (90%), $T_{\Gamma}^* \leq T_{\Gamma \text{max}}^*$;
 - - - - - $n_{\text{НД}} = \text{const}$ (100%), $T_{\Gamma}^* > T_{\Gamma \text{max}}^*$



особенно на больших скоростях полета (влияние площадей характерных сечений на параметры двигателя рассмотрено в следующей главе). Кроме того, из условия равнопрочности в большинстве летных условий можно принять более высокое значение максимальной температуры, поскольку $T_{\Gamma}^* < T_{\Gamma \max}^*$. Все это позволяет на двигателе с регулированием по закону $n_{\text{НД}} = \text{const}$ при меньшей тяге на небольших скоростях получить более высокое значение тяги на больших скоростях (см. штрихпунктир на рис. 13.18).

Главная особенность закона регулирования $n_{\text{НД}} = \text{const}$ состоит в том, что он обеспечивает интенсивный прирост тяги с увеличением скорости полета и ее наибольшее значение при максимальной $V_{\text{п}}$. Поэтому этот закон получил широкое распространение на ТРД, предназначенных для больших скоростей полета.

Потребное изменение тяги в зависимости от внешних условий можно получить путем соответствующего изменения температуры газа перед турбиной $T_{\Gamma}^* = f(T_n^*; p_n^*)$, которое может быть реализовано при непосредственном или косвенном регулировании T_{Γ}^* за счет изменения расхода топлива.

Влияние параметров рабочего процесса при $n = \text{const}$. Изменение параметров рабочего процесса $\pi_{\text{КНД}_0}^*$, $\pi_{\text{к}_{\Sigma_0}}^*$ и m_0 оказывает на высотно-скоростные характеристики двухвальных ТРДД и ТРД, регулируемых по законам $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ и $n_{\text{НД}} = \text{const}$, несколько иное влияние, чем при $T_{\Gamma}^* = \text{const}$. Для оценки этого влияния необходимо закономерности изменения характеристик при $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ анализировать с учетом величины T_{Γ}^* , изменение которой показано на рис. 13.6, б и 13.7, б.

Изменение $\pi_{\text{КНД}_0}^*$ при $\pi_{\text{к}_{\Sigma_0}}^* = \text{const}$ практически не влияет на обобщенные (§ 12.4) и, следовательно, на высотно-скоростные характеристики двухвального ТРД, регулируемого по закону $T_{\Gamma}^* = \text{const}$. При регулировании ТРД по законам $n_{\text{НД}} = \text{const}$ или $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ снижение $\pi_{\text{КНД}_0}^*$ сопровождается увеличением температуры T_{Γ}^* при высоких T_n^* (см. рис. 13.6, б). Соответственно возрастает интенсивность изменения тяги по скорости полета.

На ТРДД и ТРД при $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ увеличение $\pi_{\text{к}_{\Sigma_0}}^*$ ($\pi_{\text{КНД}_0}^* = \text{const}$) ведет к уменьшению тяги при высоких T_n^* , в частности на больших скоростях (см. рис. 13.14). При $n_{\text{НД}} = \text{const}$ в рассматриваемом случае (при высоких T_n^*) температура T_{Γ}^* увеличивается по сравнению с ее значением в стендовых условиях. Поэтому у двигателей, регулируемых по закону $n_{\text{НД}} = \text{const}$, с увеличением $\pi_{\text{к}_{\Sigma_0}}^*$ тяга при высоких $M_{\text{п}}$ изменяется незначительно.

Аналогичное влияние на характеристики двухвального ТРД(Д), регулируемого по закону $n_{\text{НД}} = \text{const}$, оказывает увеличение m_0 .

Изменение $T_{\Gamma_0}^*$ оказывает на характеристики ТРД(Д), регулируемых по законам $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ или $n_{\text{НД}} = \text{const}$, такое же влияние, как и на характеристики ТРД(Д) при $T_{\Gamma}^* = \text{const}$, так как функции $n_{\text{пр.Г}} = f(T_{\Gamma, \text{пр}}^*)$ от величины $T_{\Gamma_0}^*$ не зависят.

Выводы по теме: «Основные характеристики ТРД (Д). Методы их расчета и анализа. Термодинамические основы регулирования»

1. Эксплуатационный режим характеризуется уровнем тяги и напряженностью узлов, определяется параметрами регулирования (или режима) и устанавливается рычагом управления двигателя. Число параметров регулирования равно числу регулирующих факторов — основных средств воздействия на режим работы двигателя.

2. Эксплуатационный режим поддерживается системой автоматического управления, которая регулирует двигатель по определенным законам. Выбор закона регулирования сводится к выбору параметров регулирования и определению закономерности их изменения в зависимости от других параметров двигателя или от p_n^* , T_n^* . Выбор программы регулирования сводится к определению закономерности их изменения по углу установки рычага управления. Закон и программа регулирования выбираются из условия обеспечения наивыгоднейших характеристик.

3. В качестве параметра, характеризующего режим, целесообразно принимать температуру газа перед турбиной, которую можно регулировать как непосредственно, так и косвенно, подавая топливо по определенному закону в зависимости от параметров за компрессором (p_k^* , T_k^*) или от внешних параметров (p_n^* , T_n^*).

4. Регулирование двухвальных двигателей по закону $n_{ВД} = \text{const}$ обеспечивает сохранение примерно постоянной температуры T_r^* , если $\pi_{кВД}^*$ мало отличается от $\pi_{кВД_0}^* = 6$ и изменение T_n^* соответствует дозвуковым скоростям полета. При регулировании этих двигателей по закону $n_{НД} = \text{const}$ с увеличением T_n^* температура T_r^* увеличивается вследствие увеличения работы $L_{кНД}$ из-за более пологого расположения линии совместной работы на характеристике компрессора НД двухвального ТРД, а для ТРДД еще и вследствие увеличения степени двухконтурности.

5. Расчет характеристик двигателя принципиально отличается от проектного термогазодинамического расчета, так как он производится для выполненного двигателя, т. е. для двигателя с заданными площадями характерных сечений проточной части.

6. Расчет характеристик выполненного одновального ТРД может производиться в последовательности (первый вариант), принятой для проектного термогазодинамического расчета. При этом G_b определяется по уравнению расхода для минимального сечения первого соплового аппарата турбины, а π_k^* подбирает-

ся методом последовательных приближений из условия $F_{с-кр} = F_{с-кр.исх}$.

7. Расчет характеристик выполненного одновального ТРД можно производить, практически не прибегая к методу последовательных приближений (при $\lambda_c \geq 1$), если начинать расчет с параметров турбины, задавая $\pi_T^* = \pi_{T.исх}^*$ (второй вариант).

8. Расчет характеристик двухвальных ТРДД и ТРД целесообразно выполнять, начиная с определения параметров турбины (по второму варианту). При этом расход воздуха через внутренний контур определяется по уравнению расхода для минимального сечения первого соплового аппарата турбины, $\pi_{ТНД}^*$ подбирается из условия $F_{с1кр} = F_{с1кр.исх}$ (при $\lambda_{с1} < 1$), а t — из условия $F_{с11кр} = F_{с11кр.исх}$.

9. Расчет обобщенных характеристик двигателя складывается из трех этапов: нанесение линий совместной работы на характеристики компрессоров из условия совместной работы всех узлов; вычисление всех приведенных параметров турбокомпрессора на основании линий совместной работы; определение параметров сопла и двигателя в целом для принятых чисел M_n и рассчитанных параметров турбокомпрессора. Метод расчета высотно-скоростных характеристик по обобщенным весьма прост: в зависимости от параметра режима, приведенного к САУ, и числа M_n определяются искомые приведенные параметры, а затем по формулам приведения вычисляются их физические значения.

10. Характеристики двигателя целесообразно анализировать двумя методами: на основании обобщенных характеристик (А-метод), начиная с параметров турбины (Б-метод).

11. Тяга и другие параметры двигателя весьма существенно зависят от режима его работы (дрессельные характеристики), давления и температуры наружного воздуха (климатические характеристики), от высоты (высотные характеристики) и скорости полета (скоростные характеристики).

12. При снижении режима работы от взлетного до режима малого газа тяга уменьшается в 20..30 раз, расход воздуха — в 4..5 раз, частота вращения и температура газа — более чем в 2 раза, удельный расход топлива сначала снижается, а затем увеличивается более чем в 2 раза.

13. Изменение давления наружного воздуха при работе двигателя на данном режиме с постоянной температурой газа перед турбиной не приводит к изменению удельных параметров, но сопровождается пропорциональным изменением тяги двигателя, расхода воздуха и топлива. Режимы работы двигателя при этом подобны.

14. С повышением температуры наружного воздуха при $T_r = \text{const}$ тяга двигателя уменьшается, а удельный расход топлива увеличивается — тяговые характеристики двигателя ухуд-

шаются. Для получения постоянной тяги обеспечивают максимально допустимую температуру газа перед турбиной при высоких T_n (летом) и ограничивают температуру T_r^* при низких T_n (зимой).

15. С увеличением высоты полета удельный расход топлива снижается, удельная тяга растет, тяга значительно уменьшается вследствие уменьшения расхода воздуха через двигатель из-за падения давления наружного воздуха.

16. С увеличением скорости полета удельная тяга падает, удельный расход топлива растет, тяга вначале изменяется незначительно, затем увеличивается, далее снова уменьшается и при $V_n = V_{n, \text{пред.}}$ обращается в нуль.

17. Характер изменения тяги и удельного расхода топлива по скорости (высоте) полета зависит главным образом от параметров рабочего процесса $\pi_{k\Sigma_0}^*$, $T_{r_0}^*$ и t_0 и от закона регулирования двигателя. Чем выше $\pi_{k\Sigma_0}^*$ и t_0 , тем интенсивнее снижается P и растет $C_{уд}$ по V_n . Повышение $T_{r_0}^*$ оказывает на скоростные характеристики противоположное влияние. Схема двигателя (число валов) не оказывает влияния на его характеристики при $T_r^* = \text{const}$, если суммарный КПД двухкаскадного компрессора не отличается от КПД регулируемого однокаскадного компрессора.

Контрольные вопросы

1. Эксплуатационные режимы работы двигателя. Как они устанавливаются и поддерживаются? Каковы цели регулирования двигателя?

2. Закон и программа регулирования двигателя. Какой закон регулирования целесообразно принять для турбореактивного двигателя с одним регулирующим фактором?

3. Как нужно регулировать ГТД, чтобы обеспечить заданное значение температуры T_r^* на данном режиме? Системы непосредственного и косвенного регулирования T_r^* . Законы регулирования расхода топлива.

4. Как изменяется температура газа перед турбиной при изменении T_n^* и регулировании двухвального турбореактивного двигателя (или одновального ТРД) по закону $n_{ВД} = \text{const}$ на заданном режиме?

5. Как изменяется температура газа перед турбиной при изменении T_n^* и регулировании двухвального ТРД и ТРДД по закону $n_{НД} = \text{const}$ на данном режиме?

6. Чем отличается расчет характеристик выполненного двигателя от проектного термогазодинамического расчета? Какие существуют методы расчета характеристик? Что общего в этих методах и в чем их различие?

7. Изложите первый вариант приближенного метода расчета характеристик одновального ТРД.

8. Изложите второй вариант приближенного метода расчета характеристик одновального ТРД.

9. Изложите метод расчета характеристик одновального ТРД по заданным характеристикам его узлов (первый вариант).

10. Изложите метод расчета характеристик одновального ТРД по заданным характеристикам его узлов (второй вариант).

11. Особенности расчета характеристик двухвального ТРДД и ТРД.

12. Изложите основные этапы метода расчета обобщенных характеристик двухвальных ТРДД и ТРД. Как по обобщенным характеристикам двигателя рассчитать его высотно-скоростные характеристики?

13. Дроссельные характеристики турбореактивного двигателя.

14. Климатические характеристики двигателя. Как изменяются параметры ТРДД в зависимости от давления наружного воздуха при $n_{ВД} = \text{const}$?

15. Климатические характеристики двигателя. Проанализируйте А-методом зависимость параметров двухвального ТРДД от температуры наружного воздуха при $n_{ВД} (T_r^*) = \text{const}$.

16. Климатические характеристики двигателя. Проанализируйте Б-методом зависимость параметров двухвального ТРДД от температуры наружного воздуха при $n_{ВД} (T_r^*) = \text{const}$.

17. По какому закону нужно регулировать турбореактивный двигатель, чтобы обеспечить заданную нормами летной годности тягу на взлетном режиме при $H=0$ и различных температурах наружного воздуха?

18. Высотные характеристики турбореактивного двигателя.

19. Как зависят параметры турбореактивного двигателя от скорости полета при работе двигателя на постоянном режиме?

20. Как влияют параметры рабочего процесса $\pi_{к\Sigma_0}^*$ и $T_{r_0}^*$ на характеристики ТРД (Д) при $T_r^* = \text{const}$?

21. Особенности характеристик ТРДД по сравнению с характеристиками ТРД.

22. Особенности характеристик двухвального ТРД по сравнению с характеристиками одновального ТРД (трехвального ТРДД по сравнению с двухвальным ТРДД) при $T_r^* = \text{const}$.

23. Как различаются скоростные характеристики двухвального ТРД(Д), регулируемого по различным законам: $T_r^* = \text{const}$, $n_{ВД} = \text{const}$ или $n_{НД} = \text{const}$?

24. Каковы особенности влияния параметров рабочего процесса ($\pi_{к\Sigma_0}^*$, $T_{r_0}^*$, m_0) на характеристики двухвального ТРД (Д), регулируемого по закону $n_{НД} = \text{const}$ (по сравнению с их влиянием при $T_r^* = \text{const}$)?

25. Сформулируйте основные выводы по темам: «Термодинамические основы регулирования ГТД. Методы расчета и анализа характеристик ГТД. Основные характеристики ТРД(Д)».

Задачи

1. Получите закон регулирования расхода топлива по параметрам за компрессором (p_k^* , T_k^*) из условия поддержания $T_r^* = \text{const}$ на данном режиме, если известно, что в земных условиях при $T_k^* = 700$ К и $p_k^* = 1375$ кПа расход топлива $G_T = 2,22$ кг/с, в высотных условиях при $T_k^* = 640$ К и $p_k^* = 373$ кПа — $G_T = 0,666$ кг/с.

2. Определить расход топлива через двигатель при полете самолета на высоте $H = 11$ км, $M_{п} = 1,28$ ($T_H^* = 288$ К), если в САУ на земле при $M_{п} = 0$ на том же режиме $G_T = 2,5$ кг/с. Двигатель регулируется по закону подачи топлива по внешним параметрам ($p_{вх}^*$, T_H^*) из условия сохранения постоянной температуры газа перед турбиной на данном режиме. Коэффициент восстановления полного давления в воздухозаборнике принять постоянным.

3. Определить часовой расход топлива при работе ТРД в САУ на земле ($M_{II}=0$), если температура газа перед турбиной $T_T^*=1560$ К, удельная работа турбины $L_T=418$ кДж/кг, пропускная способность турбины $q(\lambda_{с.а})\mu_{с.а} F_{с.а} = 0,0719$ м², $\eta_k=0,85$, $\eta_m=0,99$, $\eta_r=0,98$, $\sigma_{вх}=0,99$, $\sigma_{с.а}=0,97$, $\sigma_{к.с.} = 0,95$, $\overline{G}_{в.охл.} = 0,06$.

4. Определить тягу ТРД при условии полного расширения газа в сопле, если при работе в САУ на высоте $H=11$ км и $V_{II}=800$ км/ч пропускная способность сопла $q(\lambda_{с.к.р})\mu_{с.к.р} = 0,205$ м², степень расширения газа в сопле $\pi_c=3$, температура газа за турбиной $T_T^*=950$ К, коэффициент потерь скорости в сопле $\varphi_c=0,98$. Изменением массы рабочего тела в проточной части двигателя пренебречь ($v=1$).

5. Определить удельный расход топлива ТРД, если в САУ на высоте $H=11$ км при $V_{II}=600$ км/ч степень понижения давления газа в сопле при полном расширении $\pi_c=3,5$, температура рабочего тела за турбиной, перед турбиной и за компрессором соответственно равна: $T_T^*=1050$ К, $T_r^*=1400$ К, $T_k^*=780$ К. Принять $\varphi_c=0,98$, $\eta_r=0,98$, $\overline{G}_{в.охл.} = 0,03$.

6. Определить тягу двигателя, температуру газа перед турбиной, давление за компрессором, расход топлива и расход воздуха на крейсерском режиме на земле ($V_{II}=0$) при следующих атмосферных условиях:

$$a) T_H = 250 \text{ К}, \quad p_H = 1,03 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

$$б) T_H = 290 \text{ К}, \quad p_H = 0,97 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

если задана дроссельная характеристика в САУ на земле при $V_{II}=0$ (см. рис. 13.9). Крейсерский режим задается частотой вращения ротора $n_{вд} = 0,93$.

7. При работе на номинальном режиме на земле при $V_{II}=0$, $T_H=253$ К и $p_H=10^5$ Па ТРД развивает тягу $P=87,3 \cdot 10^3$ Н. Определить тягу, удельный расход топлива, а также параметры T_r^* , P_k^* , G_b при $T_H=293$ К и $p_H=1,013 \cdot 10^5$ Па, если тот же режим работы двигателя задается: а) постоянной физической частотой вращения ротора; б) постоянной приведенной частотой вращения ротора. Дроссельная характеристика двигателя при $V_{II}=0$, $T_H=253$ К, $p_H=10^5$ Па дана на рис. 13.19.

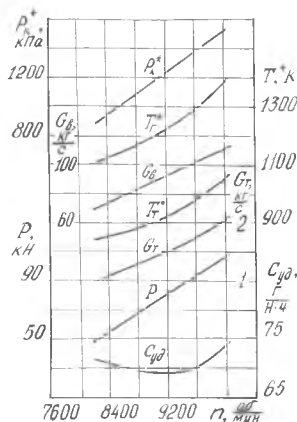


Рис. 13.19. Дроссельная характеристика ТРД при $V_{II}=0$, $T_H^*=253$ К, $p_H^*=10^5$ Па

8. Определить расход топлива в САУ на земле при $M_{п} = 0$, если известны следующие величины, характеризующие ТРДД: $T_{г}^* = 2000$ К; $q (\lambda_{вхВД}) = 0,87$; $F_{с.аВД} = 0,0413$ м²; $F_{с.аНД} = 0,0887$ м²; $F_{сІкр} = 0,246$ м²; $F_{сІІкр} = 0,271$ м²; $F_{вхВД} = 0,143$ м²; $\eta_{кНД} = 0,87$; $\eta_{тНД} = \eta_{тВД} = 0,91$; $\eta_{мНД} = \eta_{мВД} = 0,99$; $\eta_{г} = 0,98$; $\sigma_{с.аВД} = \sigma_{с.аНД} = \sigma_{сІ} = \sigma_{сІІ} = \sigma_{кан} = 0,97$; $\sigma_{вх} = 0,99$.

Истечение из сопел и сопловых аппаратов — сверхкритическое. Изменением массы рабочего тела в проточной части двигателя пренебречь.

9. По обобщенным характеристикам (рис. 13.20, а) определить тягу и удельный расход топлива при работе двухвального ТРД на номинальном режиме в условиях $H = 11$ км, $M_{п} = 1$, а также в САУ на уровне моря при $M_{п} = 0$. Режим работы задан следующими законами регулирования: а — $T_{г}^* = 1400$ К; б — $n_{ВД} = 112\%$; в — $n_{НД} = 90\%$.

10. Обобщенные характеристики двухвального ТРД заданы как зависимости величин $G_{в.пр.вх}$, $\bar{G}_{т.пр}$, $T_{т.пр}^*$ и $P_{г}^*/P_{вх}^*$ от температуры $T_{г.пр}^*$ (рис. 13.20, б). Определить P и $C_{уд}$ в условиях $H = 11$ км, $M_{п} = 2$ при: а — $T_{г}^* = 1355$ К; б — $G_{т} = 7650$ кг/ч, если $\sigma_{вх} = 0,9$ и $\varphi_{с} = 0,98$. Предполагается полное расширение газа в сопле и сверхкритическое истечение.

11*. Рассчитать обобщенные характеристики ТРДД для $M_{п} = 0$, в том числе зависимости $P_{пр}$ и $C_{уд.пр}$ от $T_{г.пр}^*$, если даны характеристики компрессоров (см. рис. 12.33) и приведены некоторые результаты термодинамического расчета исходной точки в САУ на земле при $M_{п} = 0$: $T_{г}^* = 1600$ К, $\pi_{тВД}^* = 3,28$, $\pi_{тНД}^* = 2,94$, $m = 2$, $G_{в\sigma} = 195$ кг/с, $n_{НДпр} = 100\%$, $n_{пр.вхВД} = 100\%$, $\eta_{тНД} = \eta_{тВД} = 0,92$, $\eta_{г} = 0,98$, $\eta_{мНД} = \eta_{мВД} = 0,99$, $\varphi_{сІ} = \varphi_{сІІ} = 0,98$, $\gamma_{охл} = 0,94$, $\gamma_{гНД} = \gamma_{г} = 0,965$, $\sigma_{к.с} = 0,96$, $\sigma_{кан} = 0,97$, $\sigma_{вх} = 1$.

12*. Пересчитать дроссельную характеристику двухвального ТРДД из стендовых условий ($H = 0$, $M_{п} = 0$, САУ, рис. 13.21, а) в высотные ($H = 11$ км, $M_{п} = 0,9$) и определить в этих условиях удельный расход топлива при сверхкритическом истечении газа из реактивных сопел, полном расширении его, неизменном значении $\sigma_{вх} = 1$ и $\varphi_{сІ} = \varphi_{сІІ} = 0,98$.

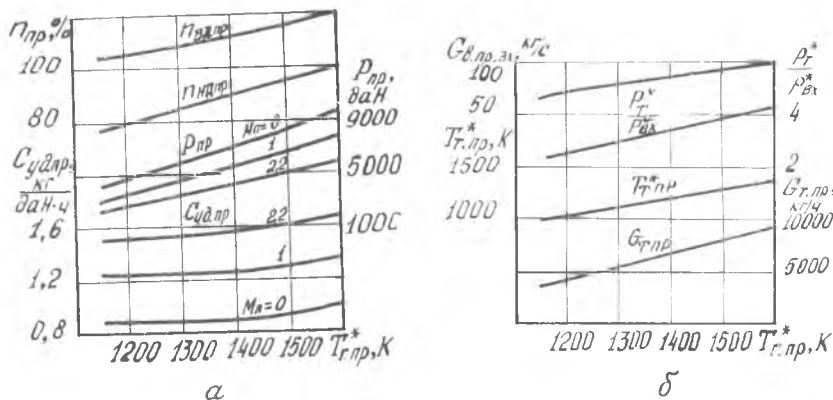
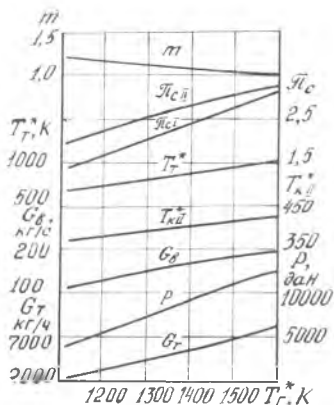
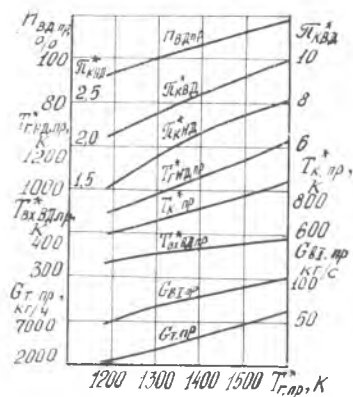


Рис. 13.20. Обобщенные характеристики двухвального ТРД ($T_{г}^* = 288$ К, $P_{г}^* = 101325$ Па, $\lambda_{сІ} \geq 1$)

* Задачи повышенной трудности.



а



б

Рис. 13.21. Характеристики двухвального ТРДД при $\lambda_{cI} \geq 1$ и $\lambda_{cII} \geq 1$: а — дроссельная характеристика ($H = 0$, $M_{п} = 0$, CAU); б — обобщенные характеристики ($T_{н}^* = 288$ К, $p_{н} = 101325$ Па)

13*. Заданы обобщенные характеристики двухвального ТРДД ($\lambda_{сIкр} = 1$), в том числе зависимости параметров $\pi_{кНД}^*$; $T_{вхВДпр}^*$; $\pi_{кВД}^*$; $T_{к,пр}^*$; $G_{Т,пр}^*$; $G_{В,пр}^*$; $T_{гНДпр}^*$; $n_{ВДпр}$ от температуры $T_{г,пр}^*$ (рис. 13.21, б). На базе газогенератора этого ТРДД создан ТРД, у которого площадь критического сечения сопла равна площади минимального сечения соплового аппарата турбины НД ТРДД. Пересчитать обобщенные характеристики ТРДД на обобщенные характеристики созданного ТРД (при $M_{п} = 0$), в частности, построить зависимости $G_{Т,пр}^*$; $G_{В,пр}^*$; $\pi_{с}^*$; $T_{г,пр}^*$; $n_{пр}$; $\pi_{к}^*$ от температуры $T_{г,пр}^*$, если $\pi_{ТВД}^* = 3,31$ и для обоих двигателей $\sigma_{вх} = 1$, $\sigma_{к,с} = 0,96$, $\eta_{т}^* = 0,91$.

14. Определить функции $n_{НДпр,г} = f(T_{г,пр}^*)$ и $n_{ВДпр,г} = f(T_{г,пр}^*)$ в диапазоне $\overline{T}_{г,пр}^*$ от 1 до 0,6 для двухвального ТРДД, если заданы характеристики компрессоров ВД и НД с линиями совместной работы (рис. 13.22), связь приведенных частот вращения роторов $n_{пр,вхВД} = f(n_{НДпр})$ (см. рис. 13.23, а) и известно, что при $T_{г0}^* = 1700$ К $n_{пр,вхВД} = 100\%$, $n_{НДпр} = 100\%$.

15. Определить зависимость $T_{г}^* = f(T_{н}^*)$ в диапазоне изменения $T_{н}^*$ от 288 до 500 К при регулировании многовального ГТД по закону $n_{НД} = 100\% = \text{const}$, если при $T_{г0}^* = 1600$ К имеем $n_{НД0} = 100\%$ и заданы:

- $\overline{n}_{НДпр} = f(\overline{T}_{г,пр}^*)$, см. рис. 13.24, а;
- $\overline{n}_{НДпр,г} = f(\overline{T}_{г,пр}^*)$, см. рис. 13.24, а;
- $\overline{l}_{кНДпр} = f(n_{НДпр})$ для ТРД с $\lambda_{с,кр} = 1$ (см. рис. 13.24, б);
- $l_{кНД} = f(n_{НДпр})$ и $m = f(n_{НДпр})$ для ТРДД с $\lambda_{с,кр} = 1$ (см. рис. 13.23, б).

16*. Заданы закономерности $\overline{n}_{ВДпр,г} = f(T_{г}^*/T_{вхВД}^*)$ для $\tau_{кВД0}^* = \text{var}$, $\lambda_{с,кр} = 1$ (рис. 13.5, а) и известно, что $T_{г0}^* = 1600$ К. Определить зависимость $T_{г}^* = f(T_{н}^*)$ в диапазоне изменения $T_{н}^*$ от 288 до 400 К для следующих случаев:

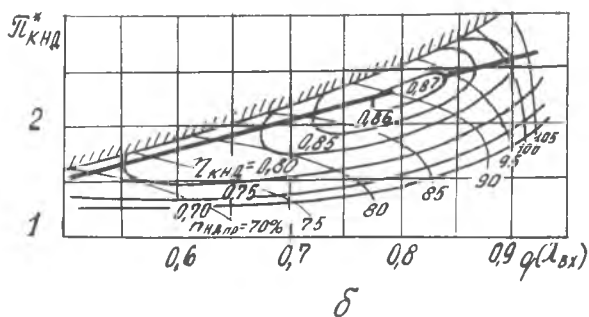
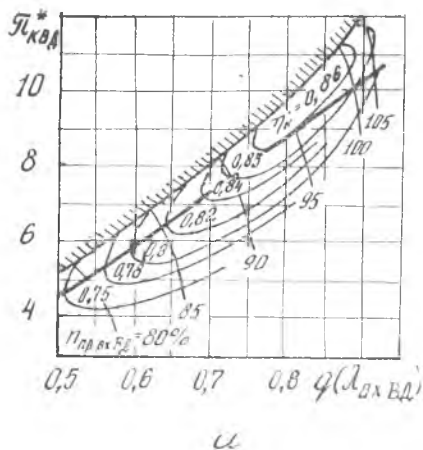


Рис. 13.22. Характеристики компрессоров ВД (а) и НД (б) с линиями совместной работы

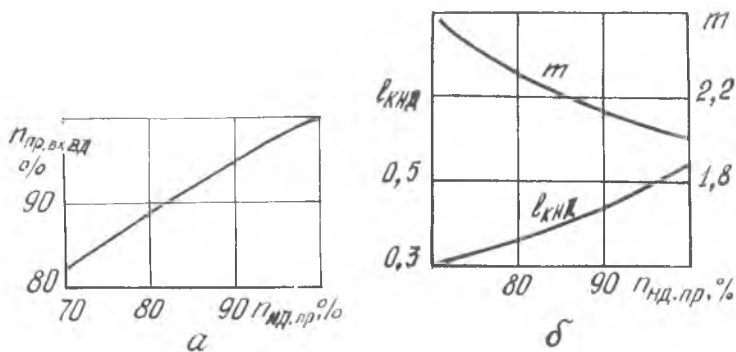


Рис. 13.23. Зависимости для ТРДД при $\lambda_c \geq 1$:
 а — $\eta_{вд.пр.вх ВД} = f(\eta_{нд.пр.})$; б — $l_{кнд}, m = f(\eta_{нд.пр.})$

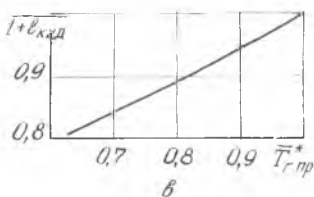
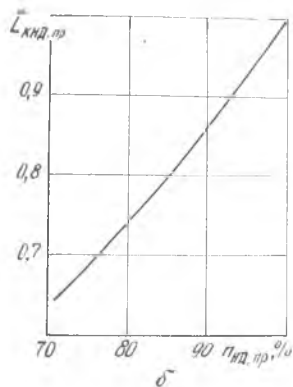
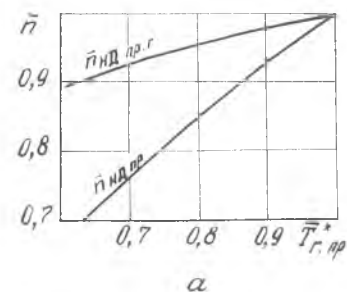


Рис. 13.24. Зависимости для ТРДД:
 а — $\bar{n}_{\text{нд пр.г}}$, $\bar{n}_{\text{нд пр}} = f(\bar{T}_{\text{г.пр}}^*)$;
 б — $\bar{l}_{\text{кнд пр}} = f(n_{\text{нд пр}})$;
 в — $(1 + \bar{l}_{\text{кнд}}) = f(\bar{T}_{\text{г.пр}}^*)$

а) при регулировании двухвального ТРД по закону $n_{\text{ВД}} = 115\% = \text{const}$, если $\pi_{\text{квд}_0}^* = 6$, $\pi_{\text{кнд}_0}^* = 2,35$, $\eta_{\text{кнд}_0} = 0,86$ и $n_{\text{ВД}_0} = 115\%$;

б) при регулировании одновального ТРД по закону $n = 100\% = \text{const}$, если $\pi_{\text{к}_0}^* = 10$, $n_0 = 100\%$;

в) при регулировании двухвального ТРДД по закону $n_{\text{ВД}} = 115\% = \text{const}$, если $\pi_{\text{квд}_0}^* = 6$, $l_{\text{кнд}_0} = 0,32$, $n_{\text{ВД}_0} = 115\%$ и задана зависимость $(1 + \bar{l}_{\text{кнд}}) = f(\bar{T}_{\text{г.пр}}^*)$, см. рис. 13.24, в.

17. Определить, как изменяются коэффициенты скорости на выходе из наружного λ_{II} и внутреннего λ_{I} контуров (на входе в цилиндрическую камеру смешения) ТРДД при снижении температуры $T_{\text{г.пр}}^*$ от 1600 до 1285 К, если при этом $\pi_{\text{квд}}^*$ уменьшается от 9,85 до 7,9; $\pi_{\text{тэ}}^*$ — от 9,68 до 8,42, а при $T_{\text{г}_0}^* = 1600$ К $\lambda_{\text{II}_0} = 0,5$?

Истечение из сопла — сверхкритическое, $F_{\text{II}}/F_{\text{I}} = 1,22$ и $\sigma_{\text{к.с}} = 0,96$. Изменением статического давления по длине камеры смешения пренебречь.

18. Определить зависимости степеней понижения давления в турбинах ВД и НД ТРДД со смешением потоков от относительной плотности тока в сечении 1—1 на выходе из внутреннего контура $\pi_{\text{ТВД}}^* = f[q(\lambda_{\text{I}})]$ и $\pi_{\text{ТНД}}^* = f[q(\lambda_{\text{I}})]$ для характеристик турбин, показанных на рис. 11.5, если $F_{\text{с.аВД}} = 0,0413$ м², $F_{\text{с.аНД}} = 0,1283$ м², $F_{\text{I}} = 0,445$ м². Изменением массы рабочего тела в проточной части турбины можно пренебречь.

19. Заданы параметры на выходе из наружного и внутреннего контуров ТРДД: $p_{\text{II}}^* = 257500$ Па, $T_{\text{кII}}^* = 392$ К, $G_{\text{II}} = 200$ кг/с, $\lambda_{\text{II}} = 0,5$, $p_{\text{I}}^* = 249000$ Па, $T_{\text{т}}^* = 967$ К, $G_{\text{I}} = 100$ кг/с, а также коэффициент потерь скорости в реактивных соплах $\varphi_{\text{с}} = 0,98$. Определить тягу ТРДД с цилиндрической камерой смешения

и ТРДД с раздельным истечением потоков для случая работы двигателей в САУ на земле при $M_n = 0$. Изменением массы рабочего тела в проточной части двигателя пренебречь.

20. Рассчитать зависимость тяги $P_{пр}$ от температуры $T_{г.пр}^*$ в САУ на земле при $M_n = 0$ для трехвального ТРД с $\lambda_{с.кр} = 1$, используя универсальные закономерности $\overline{\pi}_k^* = f(T_{г.пр}^*)$ и $q(\lambda_{вх}) = f(T_{г.пр}^*)$, см. рис. 12.15, если $T_{г_0}^* = 1600$ К, $\overline{\pi}_{к_0}^* = 12$, $T_{г_0}^* = 1375$ К, $q(\lambda_{вх_0}) = 0,9$, $\pi_{с_0} = 4,3$, $F_{вх} = 0,553$ м², $\sigma_{вх} = 1$, $\varphi_c = 0,98$. Изменением массы рабочего тела в проточной части двигателя пренебречь.

Особенности газотурбинных двигателей с несколькими регулирующими факторами

В гл. 12 и 13 рассматривались двигатели с одним регулирующим фактором, возможности которых недоиспользуются в плане обеспечения максимальной тяги на максимальном режиме и минимального удельного расхода топлива на крейсерских режимах длительной работы. Эти недостатки можно устранить на двигателях с несколькими регулирующими факторами, в том числе путем регулирования площадей характерных сечений. Особенности совместной работы узлов таких двигателей, их регулирование и характеристики рассматриваются в гл. 14. Особое внимание уделяется влиянию регулирующих факторов на особенности работы одновального газогенератора, а поскольку газогенератор входит в схему любого ГТД, то полученные закономерности относятся к газотурбинным двигателям различных типов и схем.

Влияние площадей характерных сечений на совместную работу узлов и характеристики анализируется при неизменных внешних условиях и, если это специально не оговорено, при постоянной температуре газа перед турбиной. Под площадями подразумеваются, строго говоря, пропускные способности рассматриваемых сечений. Истечение газа из выходных сопел и сопловых аппаратов турбины предполагается критическим или сверхкритическим, т. е. приведенная скорость в минимальных сечениях $F_{с.кр}$ и $F_{с.а}$ принимается равной единице.

§ 14.1. Особенности совместной работы узлов газогенератора при изменении пропускной способности за турбиной. Характеристики одновального ТРД при $F_{с.кр} = \text{var}$

Здесь анализируется совместная работа узлов одновального газогенератора при изменении пропускной способности на выходе из него. В схеме одновального ТРД пропускная способность изменяется путем изменения площади минимального сечения сопла, а в схеме многовального ГТД — путем изменения площади соплового аппарата турбины, стоящей за турби-

ной газогенератора. Полученные закономерности одинаково справедливы для газогенератора, работающего в схеме любого многовального ГТД.

Особенности регулирования и характеристики двигателя с таким газогенератором рассматриваются для простоты на примере одновального ТРД.

14.1.1. Особенности газогенератора и обобщенные характеристики ТРД при $F_{с.кр} = \text{var}$

Совместная работа турбины и сопла с регулируемым минимальным сечением $F_{с.кр} = \text{var}$ рассматривалась в § 11.2, где показано (см. рис. 11.6), что с увеличением площади сопла увеличивается степень понижения давления газа в турбине $\pi_{т}^*$, так как увеличение пропускной способности сопла сопровождается снижением давления за турбиной. Из уравнения баланса мощности (11.6,а) следует, что с увеличением $\pi_{т}^*$ при $T_{г}^* = \text{const}$ увеличивается степень повышения давления компрессора $\pi_{к}^*$, так как увеличенному значению работы турбины соответствует увеличенное значение работы компрессора.

Согласно условию неразрывности (11.5), повышению $\pi_{к}^*$ должно соответствовать увеличенное значение $q(\lambda_{вх})$, так как расход воздуха через минимальное сечение соплового аппарата турбины изменяется при принятом условии ($T_{г}^* = \text{const}$) пропорционально полному давлению $p_{г}^* = p_{вх}^* \pi_{к}^* \tau_{к.с}$. В результате каждая рабочая точка на характеристике компрессора смещается по линии $T_{г.пр}^* = \text{const}$ вправо-вверх, что обуславливает смещение линии совместной работы и увеличение запасов устойчивой работы (рис. 14.1). Такое смещение линии — следствие уменьшения теплового сопротивления (снижения степени подогрева газа в камере сгорания и увеличения ее пропускной способности). Одновременно увеличивается приведенная частота вращения ротора $n_{пр}$. (Смещение линии совместной работы вниз и увеличение

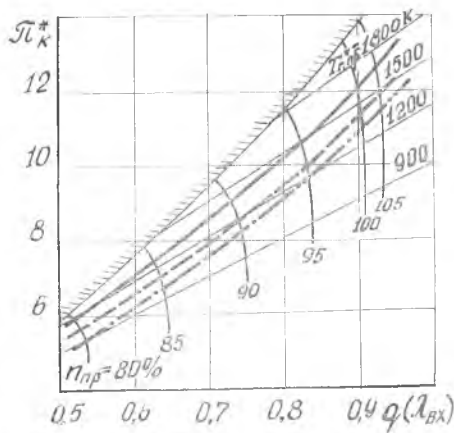


Рис. 14.1. Влияние площади сопла $F_{с.кр}$ на положение линии совместной работы на характеристике компрессора одновального ТРД при $T_{г0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{к0}^* = 12$: — $F_{с.кр.исх} = 0,23 \text{ м}^2$; - - - $\delta F_{с.кр} = +10\%$; - · - · - $\delta F_{с.кр} = +20\%$

пропорционально полному давлению $p_{г}^* = p_{вх}^* \pi_{к}^* \tau_{к.с}$. В результате каждая рабочая точка на характеристике компрессора смещается по линии $T_{г.пр}^* = \text{const}$ вправо-вверх, что обуславливает смещение линии совместной работы и увеличение запасов устойчивой работы (рис. 14.1). Такое смещение линии — следствие уменьшения теплового сопротивления (снижения степени подогрева газа в камере сгорания и увеличения ее пропускной способности). Одновременно увеличивается приведенная частота вращения ротора $n_{пр}$. (Смещение линии совместной работы вниз и увеличение

ΔK_y при увеличении π_t^* (F_{c-kr}) легко установить также из уравнения (11.7) при $q(\lambda_{вх}) = \text{const}$.

Подчеркнем, что в каждой точке характеристики компрессора с нанесенными линиями $T_{г.пр}^* = \text{const}$ и $F_{c-kr} = \text{const}$ могут быть легко определены не только π_k , $q(\lambda_{вх})$, $n_{пр}$, но и $T_{г.пр}^*$, F_{c-kr} , $n_{пр.г}$.

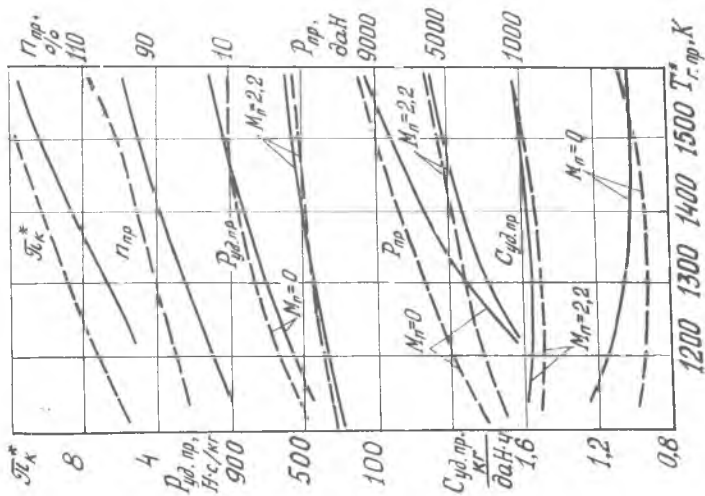
С увеличением площади F_{c-kr} температура газа за турбиной одновального ТРД снижается вследствие увеличения работы L_t , степень расширения газа в сопле π_c обычно возрастает, так как увеличению π_t^* соответствует более значительное увеличение π_k^* . Удельная тяга изменяется в большинстве случаев незначительно (рис. 14.2,а) в связи с тем, что влияние определяющих ее величин T_t^* и π_c частично компенсируется.

Относительный расход топлива q_t при этом уменьшается из-за увеличения температуры воздуха за компрессором. Поэтому и удельный расход топлива с увеличением F_{c-kr} обычно (если КПД узлов изменяются незначительно) уменьшается.

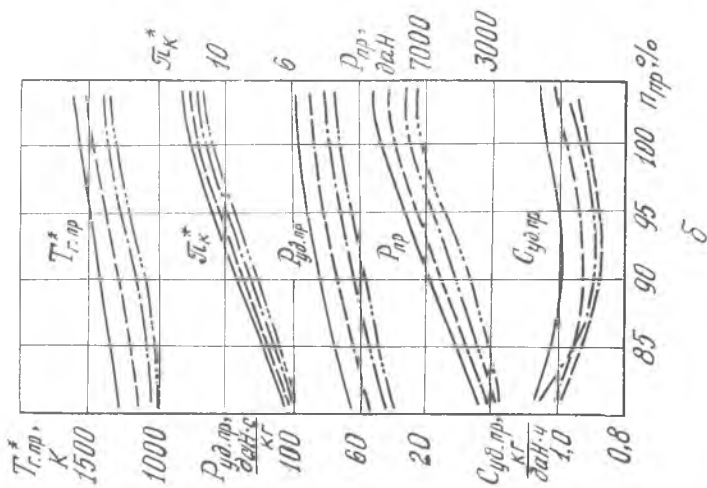
Изменение удельной тяги и удельного расхода топлива в значительной степени определяется изменением КПД компрессора и турбины, а также коэффициента скорости сопла. С увеличением F_{c-kr} КПД компрессора чаще всего снижается (особенно при высоких $n_{пр}$), при значительном увеличении F_{c-kr} снижаются также КПД турбины и коэффициент потерь скорости сопла вследствие увеличения скорости газового потока на выходе из турбины. Снижение эффективности работы узлов ведет к уменьшению удельной тяги и к увеличению удельного расхода топлива.

Тяга двигателя с увеличением F_{c-kr} увеличивается в зоне средних значений $n_{пр}$ благодаря увеличению расхода воздуха. При больших $n_{пр}$ тяга уменьшается, так как вследствие снижения η_k величины π_k и G изменяются незначительно, а $R_{уд}$ уменьшается.

Следует отметить, что характер влияния площади сопла на тягу и удельный расход топлива зависит от закона регулирования двигателя, точнее, от условия, при котором рассматривается это влияние. Чтобы убедиться в этом, проведем физический анализ влияния F_{c-kr} на параметры выполненного одновального ТРД, работающего с регулятором частоты вращения ротора. С увеличением F_{c-kr} давление за турбиной снижается, мощность турбины увеличивается и становится больше мощности компрессора, что ведет к увеличению частоты вращения ротора. Из условия обеспечения заданного закона регулирования $n = \text{const}$ регулятор уменьшает расход топлива через двигатель, что ведет к снижению температуры T_t^* , увеличению пропускной способности камеры сгорания, а следовательно, к снижению давления p_k^* за компрессором и соответствующему смещению



a



б

Рис. 14.2. Обобщенные характеристики ($T_n^* = 288$ К, $p_n^* = 101325$ Па) одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$: а — зависимость параметров от $T_{г.пр}^*$; б — зависимость параметров от $\pi_{пр}$ при $M_{пр} = 0$. Обозначения и параметры цикла по рис. 14.1

рабочей точки на характеристике компрессора. Степень расширения π_c и температура T_T^* уменьшаются в этом случае не только за счет увеличения π_T^* , но и вследствие снижения π_K^* и T_T^* соответственно. В результате ΔK_y увеличивается, а удельная и полная тяга уменьшаются. Удельный расход топлива обычно снижается, главным образом, вследствие уменьшения T_T^* (рис. 14.2, б).

Для совместной работы узлов и обобщенных характеристик ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ характерной особенностью является то, что положение рабочей точки на характеристике компрессора и на обобщенных характеристиках, а следовательно и приведенные параметры этого двигателя при $M_n = \text{const}$, зависят не от одного, как на ТРД с нерегулируемыми сечениями, а от двух факторов, например, от $n_{пр}$ и $T_{г.пр}^*$. Режим работы двигателя с двумя регулирующими факторами, которым в заданных условиях полета однозначно определяются и положение рабочей точки, и все его параметры, задается двумя независимыми переменными. Соответственно при выборе закона и программы регулирования из условия обеспечения наивыгоднейших характеристик необходимо выбирать закономерности изменения двух параметров регулирования.

Независимое изменение двух параметров регулирования позволяет обеспечить на двигателе более высокие тяговые и экономические характеристики. ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ является, таким образом, более гибким объектом регулирования. Благодаря этому для такого двигателя можно обеспечить выбранное (например, из условия $\Delta K_y = \text{const}$) положение линии совместной работы на характеристике компрессора или выбранную закономерность изменения $n_{пр.г}$ по $n_{пр}$, например, $n_{пр.г} = \text{const}$, что позволяет на максимальном режиме при $n_{\text{max}} = \text{const}$ получить $T_{г. \text{max}}^ = \text{const}$ (12.3, д).*

Выбранное положение линии совместной работы, а следовательно, и соответствующая закономерность изменения $n_{пр.г}$ (или выбранная закономерность изменения $n_{пр.г}$ по $T_{г.пр}^*$ и соответствующее расположение линии совместной работы) обеспечивают, как следует из рис. 14.1, определенным изменением площади $F_{кр}$ по $n_{пр}$ или по какому-либо другому приведенному параметру, например, по $T_{г.пр}^*$. Шесть вариантов характерного расположения линии совместной работы на характеристике нерегулируемого компрессора ($\pi_{г_0}^* = 12$) и соответствующие закономерности изменения $n_{пр.г}$ и $F_{с.кр}$ приведены на рис. 14.3.

В 12.4.1 и 13.1.4 показано, что расположение линии совместной работы на характеристике компрессора одновального ТРД с нерегулируемыми сечениями, соответствующее изменению запасов устойчивой работы и закономерности протекания $n_{пр.г}$ по

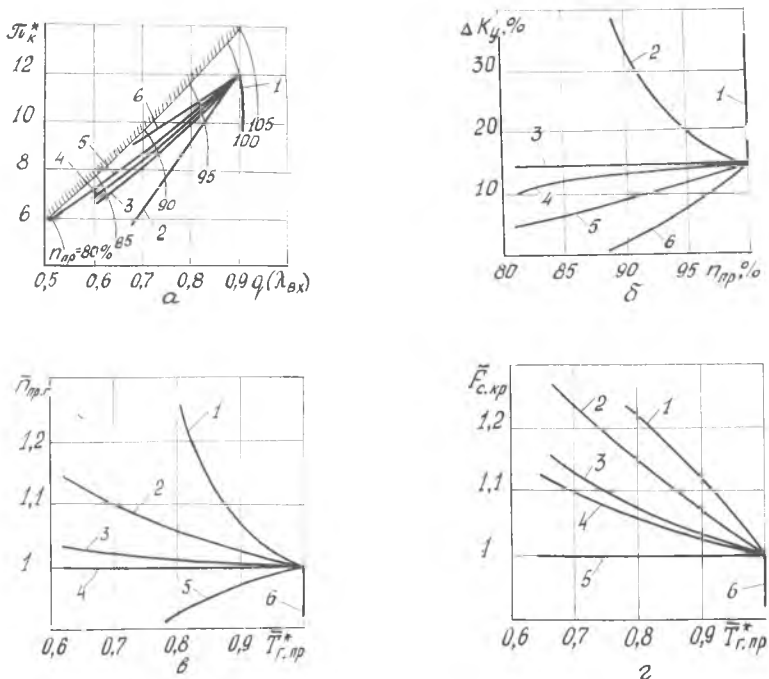


Рис. 14.3. Выбранное расположение линий совместной работы на характеристике компрессоров с $\pi_{к0}^* = 12$ (а), соответствующие закономерности изменения ΔK_y (б) и $\bar{n}_{пр.г}$ (в) и потребный (для $T_{г0}^* = 1600$ К) диапазон изменения площади $\bar{F}_{с.кр} = F_{с.кр}/F_{с.кр0}$ по $T_{г.пр}^*$ (г): 1 — $n_{пр} = \text{const}$; 2 — промежуточная линия совместной работы; 3 — $\Delta K_y = \text{const}$; 4 — $n_{пр.г} = \text{const}$; 5 — $F_{с.кр} = \text{const}$; 6 — $T_{г.пр}^* = \text{const}$

$T_{г.пр}^*$ определяются исходной степенью повышения давления $\pi_{к0}^*$. Причем на двигателях с $\pi_{к0}^* = 4.6$ в рабочем диапазоне изменения $n_{пр}$ величины $n_{пр.г}$ и ΔK_y сохраняются постоянными или изменяются незначительно. Следовательно, на этих двигателях условия $F_{с.кр} = \text{const}$, $n_{пр.г} = \text{const}$ или $\Delta K_y = \text{const}$ дают примерно одинаковый результат. На двигателях с низкой степенью повышения давления ($\pi_{к0}^* < 4$) при снижении $n_{пр}$ запасы ΔK_y и параметр $n_{пр.г}$ увеличиваются, а на двигателях с высокой степенью повышения давления ($\pi_{к0}^* > 7$) — уменьшаются.

Из рис. 14.3 следует, что на двигателе с $\pi_{к0}^* = 12$ условиям $F_{с.кр} = \text{const}$, $n_{пр.г} = \text{const}$ и $\Delta K_y = \text{const}$ соответствуют разные линии совместной работы на характеристике компрессора: на-

ибо более пологая линия и наименьшие запасы при низких $n_{пр}$ реализуются при $F_{с.кр} = \text{const}$, наиболее крутая линия совместной работы — при $\Delta K_{\gamma} = \text{const}$. Этим линиям соответствуют и разные закономерности изменения $F_{с.кр}$ по $T_{г.пр}^*$: чем круче линия совместной работы, тем значительно увеличивается $F_{с.кр}$ при снижении $T_{г.пр}^*$.

Если закономерность $F_{с.кр} = f(T_{г.пр}^*)$ реализована на двигателе, то при $M_{п} = \text{const}$ все его приведенные параметры однозначно определяются величиной $T_{г.пр}^*$, как и на двигателе с одним регулирующим фактором.

Рассмотренные закономерности влияния площади $F_{с.кр}$ на совместную работу узлов, положение линии совместной работы и на запасы устойчивой работы компрессора в системе одновального ТРД справедливы и для случая влияния площади соплового аппарата турбины, расположенной за турбиной ВД, на закономерности совместной работы узлов турбокомпрессора ВД. Влияние указанных площадей на запасы ΔK_{γ} ВД количественно одинаково, если $\pi_{квд_0}^* = \pi_{к_0}^* \text{ ТРД}$ и $T_{г.пр.вхВД}^* = T_{г_0}^* \text{ ТРД}$.

При выборе закона и программы регулирования двигателя с $F_{с.кр} = \text{var}$ целесообразно использовать обобщенные характеристики. В разделе 14.1.3 показано, например, как на основе этих характеристик выбирается программа регулирования из условия обеспечения $S_{уд \text{ min}}$ на крейсерских режимах пониженной тяги.

14.1.2. Особенности регулирования одновального ТРД и его характеристики на максимальном режиме при $F_{с.кр} = \text{var}$

В 13.1.4 показано, что на одновальном ТРД с нерегулируемыми сечениями при изменении $T_{г.пр}^*$ значение $n_{пр.г}$ в общем случае не сохраняется постоянным (см. рис. 13.5, а). Поэтому с изменением $T_{г}^*$ изменяется температура газа перед турбиной при регулировании двигателя по закону $n = \text{const}$ или частота вращения при $T_{г}^* = \text{const}$. В обоих случаях двигатель не используется по температуре $T_{г}^*$ или по частоте n при их значениях меньше максимальных.

ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ является двигателем с двумя регулируемыми факторами ($G_{т}$ и $F_{с.кр}$), его режим определяется двумя параметрами, например, величинами $T_{г}^*$ и n .

На максимальном режиме двигателя с $F_{с.кр} = \text{var}$ может быть реализован закон, при котором сохраняются постоянными максимальные значения температуры газа перед турбиной и частоты вращения ротора,

$$T_{г}^* = \text{const}, \quad n = \text{const}. \quad (14.1)$$

Он позволяет получить большие значения тяги, чем при $n = \text{const}$ или $T_{г}^* = \text{const}$ на ТРД с $F_{с.кр} = \text{const}$. В случае $n =$

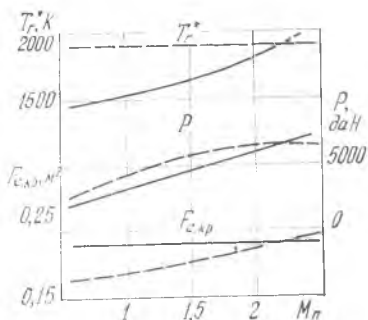


Рис. 14.4. Влияние закона регулирования на скоростные характеристики одновального ТРД ($T_{г0}^* = 1600$ К, $\pi_{к0}^* = 12$, $H = 11$ км):

— — $n = \text{const}$ ($F_{с.кр} = \text{const}$);
 - - - - $T_{г}^* = \text{const}$, $n = \text{const}$
 ($F_{с.кр} = \text{var}$)

лом при изменении $n_{пр}$ запасы устойчивой работы изменяются не столь значительно, как на рассматриваемом двигателе с $F_{с.кр} = \text{const}$.

Линия совместной работы, соответствующая закону регулирования (14.1), может быть нанесена на характеристику компрессора из условия $n_{пр,г} = \text{const}$, которое определяется принятым законом. Задаваясь величинами $n_{пр}$, из этого условия определим $T_{г,пр}^*$. Пересечение кривых $n_{пр} = \text{const}$ и соответствующих прямых $T_{г,пр}^* = \text{const}$ однозначно определяет положение рабочих точек и линию совместной работы на характеристике компрессора.

Уравнение для линии совместной работы получим в аналитическом виде, выразив температуру $T_{г}^*$ в (11.5) через $n_{пр,г}$ по формуле (12.3, д):

$$q(\lambda_{вх}) = \pi_{к}^* \frac{n_{пр,г}}{n_{пр}} A.$$

Если линии совместной работы, соответствующие рассматриваемому закону регулирования, нанести на типовые характеристики компрессоров [39], то окажется, что их наклон уменьшается с увеличением $\pi_{к0}^*$ (как и на рис. 12.13, а, построенном для $F_{с.кр} = \text{const}$). Однако угол наклона линии совместной работы, а следовательно и ΔK_y , изменяются в рассматриваемом случае несколько меньше, чем на двигателе с нерегулируемыми сечениями.

$= \text{const}$ (рис. 14.4) ТРД с $\pi_{к0}^* = 12$ недоиспользуется по температуре $T_{г}^*$ (а следовательно, и по тяге) на малых скоростях (в том числе на взлете), а в случае $T_{г}^* = \text{const}$ он недоиспользуется по n при больших числах $M_{п}$. Чтобы более полно использовать двигатель по $T_{г}^*$ и n , необходимо в первом случае уменьшить площадь $F_{с.кр}$ на небольших скоростях, а во втором — увеличить $F_{с.кр}$ при $M_{п \max}$, что соответствует смещению линии совместной работы к границе помпажа при высоких $n_{пр}$ в первом случае, в противоположную сторону при низких $n_{пр}$ — во втором. В обоих случаях на двигателе с регулируемым соплом

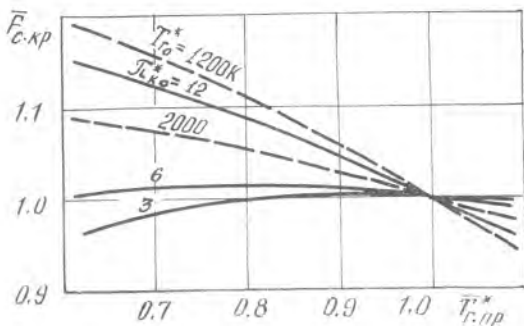


Рис. 14.5. Закономерности изменения площади сопла $F_{c,кр}$ одновального ТРД при условии $n_{пр.г} = \text{const}$: — — $T_{г0}^* = 1600$ К, - - - - $\pi_{к0}^* = 12$

Закономерности изменения площади минимального сечения сопла $F_{c,кр}$ при $n_{пр.г} = \text{const}$ также определяются величиной $\pi_{к0}^*$ (рис. 14.5). Диапазон изменения площади сопла зависит и от температуры $T_{г0}^*$, поскольку ее изменение влияет на степень понижения давления в турбине, которая, в свою очередь, влияет на $F_{c,кр}$. С увеличением $T_{г0}^*$ потребный диапазон изменения $F_{c,кр}$ уменьшается, а с увеличением $\pi_{к0}^*$ (при $\pi_{к0}^* > 6$) — увеличивается.

Следует заметить, что полученное для линии совместной работы уравнение и закономерности, показанные на рис. 14.5, соответствуют именно условию $n_{пр.г} = \text{const}$. Закон регулирования (14.1) является только частным случаем этого условия. В общем случае при $n_{пр.г} = \text{const}$ частота n может изменяться пропорционально $\sqrt{T_{г0}^*}$, а положение линии совместной работы и перечисленные закономерности остаются неизменными.

При регулировании двигателя с высоким $\pi_{к0}^*$ по закону (14.1) запасы устойчивой работы ΔK_y при значительном уменьшении $n_{пр}$ существенно снижаются. Кроме того, с увеличением $M_{пр}$ снижается $q(\lambda_{вх})$, что является фактором, уменьшающим расход воздуха и тягу при высоких скоростях полета. Перечисленные недостатки устраняются при регулировании двигателя по закону

$$T_{г0}^* = \text{const}, \quad n_{пр} = \text{const}. \quad (14.2)$$

Сравним скоростные характеристики двигателей, регулируемых по законам (14.1) и (14.2). Если положение исходной расчетной точки на характеристике компрессора, соответствующее взлетным условиям работы, принять для обоих двигателей одинаковым при одинаковых расходах воздуха, то удельные пара-

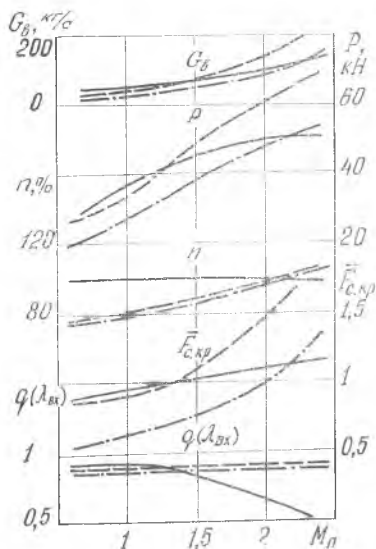


Рис. 14.6. Влияние закона регулирования на скоростные характеристики одновалных ТРД ($T_{г_0}^* = 1600 \text{ К}$, $H = 11 \text{ км}$):

- — — — — $T_{г}^* = \text{const}$, $n = \text{const}$;
- - - - - $T_{г}^* = \text{const}$, $n_{\text{пр}} = \text{const}$
($\pi_{к_0}^* = 12$);
- · - · - · $T_{г}^* = \text{const}$, $n_{\text{пр}} = \text{const}$
($\pi_{к_{\text{исх}}}^* = 6$)

в высотных условиях при максимальном числе M_n , то в этих условиях будут равны удельные параметры и тяги двигателей (см. штрихпунктирные линии на рис. 14.6). Двигатель, регулируемый по закону (14.2), будет обеспечивать то же значение $\pi_{к}^*$ при меньшем числе ступеней компрессора, так как он имеет более высокий коэффициент скорости $\lambda_{\text{вх}}$. Благодаря этому он будет иметь, кроме того, меньший диаметр при одинаковом расходе воздуха и меньшую массу. Следовательно, двигатель при рассматриваемом законе регулирования и меньшей массе обеспечивает ту же тягу в высотных условиях, но меньшее значение тяги в условиях взлета.

Таким образом, главная особенность двигателя, регулируемого по закону $T_{г}^* = \text{const}$, $n_{\text{пр}} = \text{const}$, заключается в том, что с увеличением числа M_n его тяга увеличивается более интенсивно

метры и тяга будут также одинаковы. При регулировании двигателя по закону (14.2) с увеличением числа M_n рабочая точка на характеристике компрессора смещается вправо-вниз, вследствие чего более интенсивно увеличиваются расход воздуха и тяга (рис. 14.6). Такое изменение параметров и соответствующее увеличение частоты вращения происходит за счет значительного увеличения площади $F_{\text{с.кр}}$, степени понижения давления $\pi_{т}^*$, и, следовательно, работы L_t .

При принятых условиях двигателя, регулируемый по закону (14.2), должен иметь в исходной расчетной точке ту же степень повышения давления $\pi_{к}^*$ при пониженной окружной скорости. Следовательно, такой двигатель будет иметь большее число ступеней, большие габариты и массу. Удельная масса двигателя, регулируемого по этому закону, больше на небольших скоростях полета и в условиях взлета.

Если параметры рабочего процесса сравниваемых двигателей,

но. Поэтому такой двигатель превосходит по удельной массе двигатель, регулируемый по закону $T_{\Gamma}^* = \text{const}$, $n = \text{const}$, при максимальном числе $M_{\text{п}}$, но уступает ему при небольших скоростях и на взлете (при низких T_n^* он недоиспользуется по окружной скорости, а поэтому оказывается перетяжеленным).

Из проделанного анализа следует, что выбор закона регулирования и расчет высотно-скоростных характеристик тесно связаны с выбором параметров двигателя, и эти вопросы должны решаться совместно. Целесообразность применения того или иного закона регулирования определяется тактико-техническими требованиями, предъявляемыми к летательному аппарату.

Если закон регулирования записать в следующем виде:

$$T_{\Gamma}^* = \text{const}, \quad n = f(T_n^*), \quad (14.3)$$

где частота вращения n может принимать значения от постоянной величины до величины, изменяющейся по T_n^* согласно формуле $n = \text{const} \sqrt{T_n^*}$ (рис. 14.7), то рассмотренные законы регулирования (14.1) и (14.2) окажутся предельными и частными случаями этого общего закона (на рис. 14.7 нанесена, кроме того, кривая 5, соответствующая закону регулирования $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ при $F_{\text{с.кр}} = \text{const}$). Функция $n = f(T_n^*)$ может быть выбрана из условия обеспечения определенной интенсивности изменения тяги по скорости полета, необходимой для удовлетворения ТТТ на летательный аппарат.

Выбранному закону изменения n по T_n^* (кривые 1, 2, 3, 4 на рис. 14.7) соответствует линия совместной работы на характеристике компрессора (кривые 1, 2, 3, 4 на рис. 14.3, а) и функция $F_{\text{с.кр}} = f(T_n^*)$, которая может быть получена на основании соответствующих функций 1, 2, 3, 4 (рис. 14.3, г).

На двигателях, регулируемых по законам (14.3), в общем случае не обеспечиваются постоянные запасы устойчивости компрессора. Например, на двигателе с высоким $\pi_{\text{к}0}^*$ закону (14.1), согласно которому наиболее полно реализуются возможности двигателя по n и T_{Γ}^* , соответствуют запасы ΔK_y , уменьшающиеся с увеличением $M_{\text{п}}$. Так как уменьшение этой величины ниже $\Delta K_{y \text{ min}}$ недопустимо, то применение указанного закона ведет к недоиспользованию двигателя по степени повышения давления в компрессоре при высоких $n_{\text{вр}}$, в том числе на малых скоростях и на взлете. А закону (14.2) соответствуют резко увеличивающиеся запасы устойчивости с повышением числа $M_{\text{п}}$.

Целесообразно рассмотреть законы регулирования, выбранные из условия обеспечения постоянных запасов устойчивости компрессора:

$$\Delta K_y = \text{const}, \quad n = f(T_n^*). \quad (14.4)$$

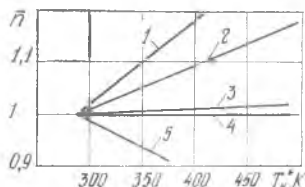


Рис. 14.7. Зависимость частоты вращения ротора ТРД с $\pi_{\text{к}0}^* = 12$ от температуры T_n^* при $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ и различных законах регулирования $n = f(T_n^*)$. Обозначения по рис. 14.3

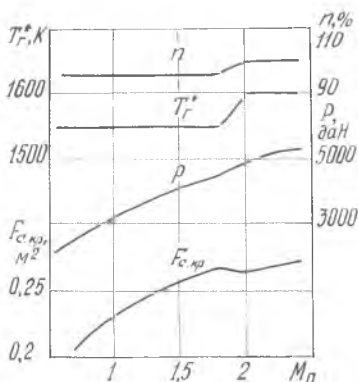


Рис. 14.8. Скоростные характеристики одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$, регулируемого по закону $\Delta K_y = \text{const}$, $n = f(T_H^*)$, выбранному из условия обеспечения заданного изменения тяги по числу $M_{п}$ ($T_{г_0}^* = 1600 \text{ К}$, $\pi_{к_0}^* = 12$, $H = 11 \text{ км}$)

Всем законам регулирования определенного двигателя, удовлетворяющим условию (14.4), соответствует одна линия совместной работы на характеристике компрессора, следовательно, площадь $F_{с.кр}$ и все приведенные параметры двигателя, в том числе $n_{пр.г}$, однозначно определяются температурой $T_{г.пр}^*$ (см. рис. 14.3). Тогда зависимостью $n = f(T_H^*)$ определяются также $T_{г.пр}^* = f(T_H^*)$ и $F_{с.кр} = f(T_H^*)$.

Функция $n = f(T_H^*)$ и соответствующая ей $T_{г.пр}^* = f(T_H^*)$ при $\Delta K_y = \text{const}$ выбирается из условия обеспечения заданного изменения тяги по числу $M_{п}$. В этом случае, как и на двигателе с одним регулирующим фактором, для увеличения тяги в каких-либо условиях полета увеличивается частота n и соответственно температура $T_{г.пр}^*$, что обуславливает смещение рабочей точки на характеристике компрессора вправо-вверх по одной и той же линии совместной работы. Такой метод увеличения тяги является своего рода форсированием двигателя по температуре $T_{г.пр}^*$ и частоте вращения ротора в определенных условиях полета, например, при трансзвуковой скорости полета или при максимальном числе $M_{п}$ (рис. 14.8).

Рассмотренный закон регулирования, если его записать в более общем виде:

$$\Delta K_y = f(T_H^*), \quad n = f(T_H^*) \quad (14.5)$$

для одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ весьма привлекателен, так как позволяет получить требуемую тягу по числу $M_{п}$ при расположении линии совместной работы на характеристике компрессора в оптимальной зоне.

14.1.3. Особенности регулирования одновального ТРД и его характеристики на режимах пониженной тяги при $F_{с.кр} = \text{var}$

На двигателе с $F_{с.кр} = \text{var}$ пониженную тягу можно получить при различных программах регулирования: например, путем снижения температуры $T_{г.пр}^*$ при $n = \text{const}$ или, наоборот, путем

снижения n при $T_r^* = \text{const}$. Снижение температуры осуществляется за счет увеличения площади сопла при одновременном уменьшении расхода топлива, снижение n — за счет уменьшения площади сопла при одновременном уменьшении расхода топлива. Эти два способа снижения тяги — крайние случаи: первый способ характеризуется смещением рабочей точки на характеристике компрессора вниз по линии $n_{\text{пр}} = \text{const}$, что свидетельствует об увеличении запасов устойчивости, второй — смещением рабочей точки влево—вниз по линии $T_{r,\text{пр}}^* = \text{const}$, что ведет к снижению запасов ΔK_y .

Таким образом, двигатель с $F_{c,\text{кр}} = \text{var}$ имеет более широкие возможности получения пониженной тяги, что позволяет выбрать программу регулирования на этих режимах из условия обеспечения минимального удельного расхода топлива и обеспечения запасов устойчивой работы.

Из анализа рис. 14.9, который построен на основании обобщенных характеристик, следует, что при заданной тяге на пониженном режиме минимальный удельный расход топлива получается при определенном сочетании параметров T_r^* и n , ко-

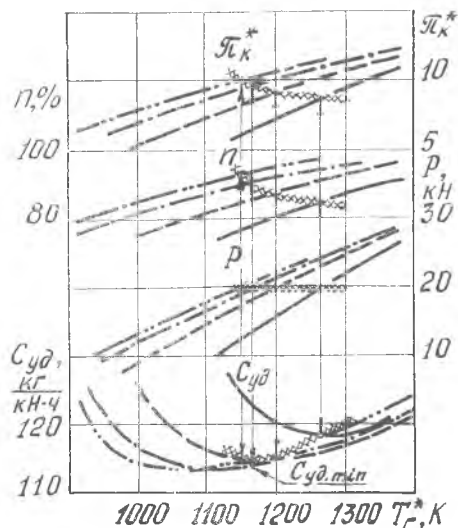


Рис. 14.9. К выбору оптимальной программы регулирования одновального ТРД с $F_{c,\text{кр}} = \text{var}$ из условия получения $C_{уд\text{ min}}$ на крейсерских режимах пониженной тяги ($T_{r_0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{k_0}^* = 12$, $H = 11 \text{ км}$, $M_{\text{п}} = 1$). Обозначения по рис. 14.1

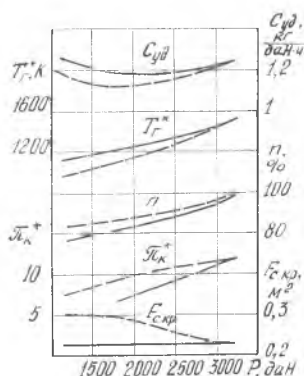


Рис. 14.10. Сравнение дроссельных характеристик одновального ТРД ($T_{r_0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{k_0}^* = 12$, $H = 11 \text{ км}$, $M_{\text{п}} = 1$) при оптимальной программе регулирования (---) и при $F_{c,\text{кр}} = \text{const}$ (—)

торое достигается подбором оптимальной площади $F_{с.кр}$ и расхода топлива.

Оптимальные сочетания $T_{г}^*$ и n , найденные из условия обеспечения минимального удельного расхода топлива на различных режимах, и соответствующие значения $F_{с.кр\text{ опт}}$ показаны на рис. 14.10. Регулирование сопла позволяет в данном случае снизить удельный расход топлива на крейсерских режимах примерно на 6%. Потребное изменение площади сопла достигает при этом 25%.

Полученную таким образом оптимальную программу регулирования обычно перестраивают как зависимость частоты n и температуры $T_{г}^*$ (или площади $F_{с.кр}$) от угла установки рычага управления.

Оптимальные сочетания $T_{г}^*$ и n , обеспечивающие $C_{уд\text{ min}}$, оказываются в общем случае различными для различных условий полета. Программа регулирования выбирается, как правило, для условий длительного полета. Чтобы не усложнять систему регулирования, эта же программа обычно применяется и для других условий, аналогично закон регулирования, выбранный для максимального режима, применяется на других режимах. Поэтому $T_{г}^*$ и n на всех основных режимах в любых условиях эксплуатации определяются по формулам

$$T_{г}^* = \bar{T}_{\alpha} \bar{T}_{T_{г}^*} T_{г0}^*; \quad n = \bar{n}_{\alpha} \bar{n}_{T_{г}^*} n_0,$$

где $\bar{T}_{\alpha} = T_{г}^*/T_{г0}^*$ и $\bar{n}_{\alpha} = n/n_0$ — относительное изменение температуры газа перед турбиной и частоты вращения ротора по углу установки рычага управления, заданное программой регулирования; $\bar{T}_{T_{г}^*}$ и $\bar{n}_{T_{г}^*}$ — изменение тех же величин по полной температуре на входе в двигатель, заданное законом регулирования.

14.1.4. Структурные схемы регулирования ТРД при $F_{с.кр} = \text{var}$

Режим работы ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ регулируется путем изменения двух регулирующих факторов — G_T и $F_{с.кр}$. В системе автоматики должно быть два регулятора, один из которых регулирует, например, частоту n путем изменения расхода G_T , другой — температуру $T_{г}^$ путем изменения площади сопла $F_{с.кр}$.*

Воздействие регулирующих факторов на параметры регулирования обычно показывают в следующем виде:

$$G_T \rightarrow n, \quad F_{с.кр} \rightarrow T_{г}^*.$$

Взаимодействие регуляторов и двигателя изображено на структурной схеме (рис. 14.11,а). Регулирование осуществляется непосредственно по параметрам двигателя. Такое регулирование называют замкнутым [49].

В схеме регулирования вместо температуры $T_{г}^*$, которую трудно измерить, в качестве параметра регулирования может

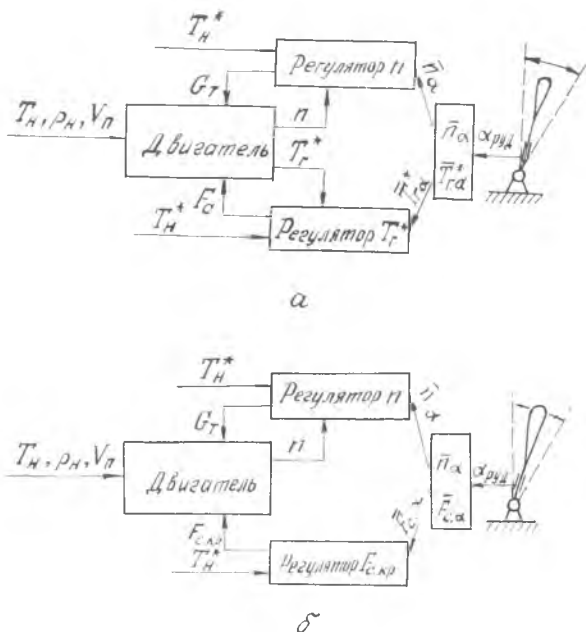


Рис. 14.11. Структурная схема регулирования ТРД
с $F_{с.к.р} = var$

быть принята, например, степень понижения давления в турбине:

$$G_T \rightarrow n, \quad F_{с.к.р} \rightarrow \pi_r^*$$

В этом случае процесс регулирования обеспечивается совместной работой регулятора частоты вращения n и π_r^* — регулятора.

Распределение регулирующих факторов по параметрам регулирования обычно производится из условия удовлетворительной динамики процессов регулирования, которая не всегда обеспечивается при совместной работе двух замкнутых регуляторов. Поэтому во многих случаях работу регулятора сопла организуют по незамкнутой схеме (рис. 14.11,б), обеспечивая тем самым косвенное регулирование температуры T_r^* .

Поскольку при заданных $T_r^* = f(T_H^*)$ и $n = f(T_H^*)$ однозначно определяется положение рабочих точек на характеристике компрессора и $F_{с.к.р}$, то и закон регулирования площади сопла задается в зависимости от полной температуры на входе в двигатель. Закономерности регулирования $F_{с.к.р}$, соответствующие рассмотренным в разделе 14.1.2 законам регулирования двигателя (14.1) и (14.2), показаны на рис. 14.12.

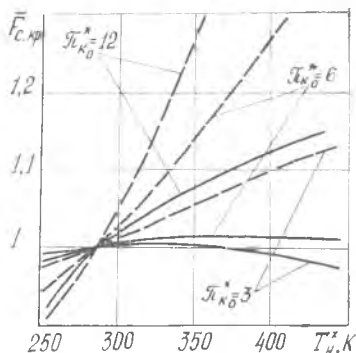


Рис. 14.12. Законы регулирования $F_{c,кр}$ для двигателей с разными $\pi_{к0}^*$ при $T_{г0}^* = 1600$ К: — — — $T_{г0}^* = \text{const}$, $n = \text{const}$; - - - $T_{г0}^* = \text{const}$, $n_{пр} = \text{const}$

Аналогично при заданной программе изменения параметров регулирования по углу установки рычага управления $T_{г0}^* = f(\alpha_{руд})$ и $n = f(\alpha_{руд})$ однозначно определяется и программа регулирования сопла $F_{c,кр} = f(\alpha_{руд})$.

§ 14.2. Особенности совместной работы узлов газогенератора при регулировании соплового аппарата турбины, сопла и компрессора. Характеристики соответствующего одновального ТРД

В § 14.1 показано, что регулированием площади сопла можно обеспечить устойчивую работу двигателя на основных режимах в широком диапазоне летных условий, увеличить P_{\max} на максимальном режиме и снизить $C_{уд \min}$ на крейсерских режимах (по сравнению с двигателем с нерегулируемыми сечениями). Однако возможности такого двигателя используются не полностью. Например, при любых программах регулирования с понижением тяги одновременно снижается степень повышения давления компрессора, что не позволяет получить минимально возможный удельный расход топлива на крейсерском режиме длительного полета.

Чтобы реализовать возможности одновального ТРД с высоким $\pi_{к0}^*$, двигатель должен иметь три регулирующих фактора. Таким двигателем является, например, ТРД с $F_{c,a} = \text{var}$, $F_{c,кр} = \text{var}$. Прежде чем перейти к его рассмотрению, проанализируем влияние площади соплового аппарата при неизменных внешних условиях на совместную работу узлов и обобщенные характеристики. Как и в § 14.1, влияние площади на параметры двигателя рассмотрим преимущественно для двигателя с высоким $\pi_{к0}^*$.

14.2.1. Особенности газогенератора при $F_{с.а} = \text{var}$, обобщенные характеристики

С увеличением площади соплового аппарата степень понижения давления в турбине, как показано в § 11.2, уменьшается, что ведет к соответствующему снижению π_k^* при $T_{г.пр}^* = \text{const}$ (11.6, а). Снижение π_k^* и увеличение $F_{с.а}$ оказывают противоположное влияние (11.5) на $q(\lambda_{вх})$. В общем случае это может привести к различному изменению $q(\lambda_{вх})$ и, соответственно, положения линии совместной работы на характеристике компрессора. При обычных значениях $\pi_{к0}^*$ и $T_{г0}^*$ с увеличением площади $F_{с.а}$ относительная плотность тока $q(\lambda_{вх})$ и, следовательно, приведенная частота вращения $n_{пр}$ уменьшаются, а линия совместной работы сдвигается влево-вниз (рис. 14.13). Этот же результат можно получить и из уравнения для линии совместной работы (11.7).

Отметим, что с изменением площади $F_{с.а}$ линии $T_{г.пр}^* = \text{const}$ на характеристике компрессора смещаются (см. рис. 14.13), поскольку в уравнении (11.5) изменяется $F_{с.а}$, чего не происходит при регулировании $F_{с.кр}$. С увеличением $F_{с.а}$ линии $T_{г.пр}^* = \text{const}$ смещаются вниз, и увеличение запасов устойчивой работы при $n_{пр} = \text{const}$ сопровождается не снижением, как при увеличении

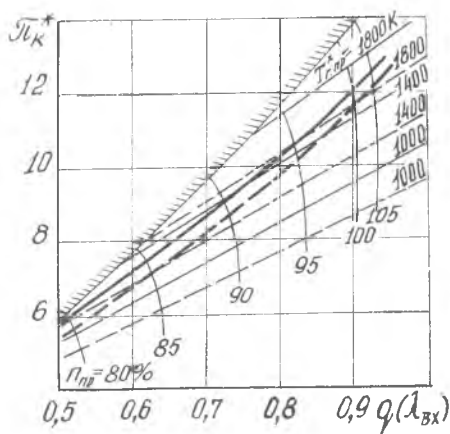


Рис. 14.13. Влияние площади $F_{с.а}$ на положение линии совместной работы и линий $T_{г.пр}^* = \text{const}$ на характеристике компрессора одновального ТРД с $T_{г0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{к0}^* = 12$: — — — $F_{с.а.исх} = 0,084 \text{ м}^2$; - - - - $\delta F_{с.а} = +10\%$

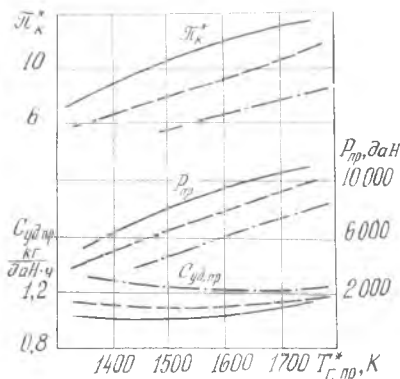


Рис. 14.14. Обобщенные характеристики одновального ТРД при $F_{с.а} = \text{var}$, $M_{п0} = 0$ ($T_{г0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{к0}^* = 12$): — — — $F_{с.а.исх} = 0,084 \text{ м}^2$; - - - - $\delta F_{с.а} = +10\%$; - - - - $\delta F_{с.а} = +20\%$

$F_{с.кр}$, а наоборот, увеличением температуры газа перед турбиной.

Удельные параметры двигателя с увеличением $F_{с.а}$ при $T_{г}^* = \text{const}$ ухудшаются вследствие снижения $\pi_{к}^*$, а тяга уменьшается (рис. 14.14).

Регулирование площади $F_{с.а}$ осуществляется, как правило, регулированием угла установки лопаток соплового аппарата. Значительное изменение угла установки ведет к существенному снижению КПД турбины [39] и соответственно к более значительному ухудшению параметров двигателя.

Таким образом, увеличение площадей $F_{с.а}$ и $F_{с.кр}$ приводит к одинаковому изменению (увеличению) запасов устойчивой работы компрессора. Влияние площади $F_{с.а}$ на остальные параметры двигателя, в том числе на удельные параметры и тягу, в большинстве случаев противоположно влиянию $F_{с.кр}$. Объясняется это их противоположным влиянием на величину $\pi_{т}^$.*

Использование площади $F_{с.а}$ как регулирующего фактора вместо площади $F_{с.кр}$ во многих случаях неприемлемо. Например, для увеличения тяги на максимальном режиме при $T_{г}^* = \text{const}$ площадь $F_{с.а}$ необходимо уменьшать, что при максимальном числе $M_{п}$ на двигателе с высоким $\pi_{к0}^*$ ведет к недопустимому снижению запасов устойчивости, которые в этих условиях минимальны. По этой же причине во многих случаях невозможно регулирование $F_{с.а}$ из условия обеспечения $S_{уд \min}$ на режимах пониженной тяги. Если учесть также, что регулируемый сопловой аппарат сложнее регулируемого сопла, то становится очевидным, что создание одновального ТРД с $F_{с.а} = \text{var}$, $F_{с.кр} = \text{const}$ нецелесообразно. Поэтому особенности характеристик и регулирования такого двигателя подробно здесь не рассматриваются.

Эти два регулирующих фактора не исключают, как будет показано, а дополняют друг друга.

14.2.2. Особенности газогенератора при $F_{с.а} = \text{var}$, $F_{с.кр} = \text{var}$. Регулирование и характеристики ТРД

Наиболее характерной особенностью этого двигателя является то, что положение линии совместной работы на характеристике компрессора и закономерность изменения $n_{пр.г} = f(n_{пр})$ вдоль этой линии могут быть приняты произвольно, т. е. в заданных условиях полета может быть реализована любая рабочая точка на характеристике компрессора и, кроме того, в этой точке может быть принято потребное значение температуры $T_{г}^*$.

Приведенные параметры такого двигателя при заданном числе $M_{п}$ зависят от трех факторов, обобщенные характеристики могут быть представлены, например, в виде нескольких графи-

ков, каждый из которых построен для определенного значения площади $F_{с.а}$ при $F_{с.кр} = \text{var}$ (см. рис. 14.2). Соответственно режим этого двигателя определяется тремя параметрами и выбирается путем их независимого назначения.

При выборе законов и программ регулирования, а также для анализа высотно-скоростных и дроссельных характеристик ТРД с тремя регулируемыми факторами, нецелесообразно строить обобщенные характеристики ввиду их трудоемкости. Проще задаться законом и программой регулирования и непосредственно рассчитать и проанализировать характеристики.

Для максимального режима большой интерес представляет закон регулирования

$$T_{г}^* = \text{const}, \quad n = \text{const}, \quad \Delta K_{y} = \text{const}. \quad (14.6)$$

Он позволяет реализовать более высокие значения $\pi_{к}^*$ при небольших скоростях полета и на взлете (для двигателя с высоким $\pi_{к0}^*$), что ведет к некоторому (в пределах 1...2%) снижению удельного расхода топлива в этих условиях по сравнению с $C_{уд}$ на ТРД с $F_{с.к.p} = \text{var}$, регулируемом по закону (14.1). Применение закона (14.6) позволяет наиболее полно использовать возможности двигателя во всех условиях эксплуатации. Потребное изменение площади $F_{с.а}$ при этом невелико.

Согласно принятому закону регулирования (14.6) задается определенное положение линии совместной работы и величина $n_{п.г}$. Эти параметры должны обеспечиваться соответствующим изменением площадей $F_{с.а}$ и $F_{с.кр}$ в зависимости от $T_{г.пр}^*$. И наоборот, если функции $F_{с.а} = f(T_{г.пр}^*)$ и $F_{с.кр} = f(T_{г.пр}^*)$ заданы, то ТРД ведет себя как двигатель с одним регулирующим фактором, т. е. положение рабочей точки на характеристике компрессора и все его приведенные параметры при $M_{п} = \text{const}$, в том числе $n_{п.г}$, определяются величиной $T_{г.пр}^*$.

Изменение площадей $F_{с.а}$ и $F_{с.кр}$, удовлетворяющее закону (14.6), можно рассчитать следующим образом: 1) задаются несколькими рабочими точками на линии совместной работы, находят для этих точек величины $n_{пр}$, $\pi_{к}^*$, $q(\lambda_{вх})$, $\eta_{к}$ и определяют из условия заданного значения $n_{п.г}$ приведенную температуру $T_{г.пр}^* = \left(\frac{n_{пр}}{n_{п.г}}\right)^2 288$; 2) по уравнению неразрывности (11.5) вычисляется величина A и, следовательно, площадь $F_{с.а}$; 3) на основании уравнения мощности (11.6, а) определяется степень понижения давления $\pi_{г}^*$; 4) из уравнения неразрывности (11.2) вычисляется площадь $F_{с.кр}$.

Аналогично могут быть рассчитаны зависимости $F_{с.а} = f(T_{г.пр}^*)$ и $F_{с.кр} = f(T_{г.пр}^*)$ для любого принятого положения линии совместной работы и для любой закономерности измене-

ния $n_{\text{пр.г}}$. Эти зависимости можно легко перестроить по полной температуре на входе в двигатель T_n^* , если дополнительно задаться законом изменения частоты n или температуры T_g^* по T_n^* и воспользоваться формулой приведения для n (или T_g^*).

Если требуется более интенсивное увеличение тяги по числу $M_{\text{пр}}$, чем это обеспечивается при законе регулирования (14.6), то, как и на ТРД с двумя регулирующими факторами, целесообразно принимать закон, при котором приведенная частота вращения ротора сохраняется неизменной. Для ТРД с тремя регулирующими факторами в предельном случае может быть реализован закон

$$T_g^* = \text{const}, \quad n_{\text{пр}} = \text{const}, \quad \pi_{\text{к}} = \text{const}. \quad (14.7)$$

В этом случае при постоянной температуре газа перед турбиной сохраняется также неизменным положение рабочей точки на характеристике компрессора.

При фиксированном положении рабочей точки на характеристике компрессора и снижении $T_{\text{г.пр}}^*$ потребное значение площади $F_{\text{с.а}}$, согласно условию неразрывности (11.5), уменьшается пропорционально $V T_{\text{г.пр}}^*$. Степень понижения давления в турбине увеличивается согласно уравнению (11.6,а). Как показывают расчеты по уравнению (11.2), одновременно увеличивается и площадь сопла $F_{\text{с.кр}}$ (рис. 14.15).

Переход рассматриваемого двигателя с максимального режима на крейсерский может быть выполнен также при условии фиксированного положения рабочей точки на характеристике компрессора. В этом случае тяга уменьшается только за счет снижения температуры T_g^* при постоянном расходе воздуха и $\pi_{\text{к}}^* = \text{const}$. Такое регулирование позволяет снизить удельный расход топлива на 5—10% по сравнению с $C_{\text{уд}}$ на двигателе с $F_{\text{с.кр}} = \text{var}$ (рис. 14.16) и на 10—20% по сравнению с $C_{\text{уд}}$ на двигателе с нерегулируемыми сечениями.

Закономерности изменения площадей $F_{\text{с.а}}$ и $F_{\text{с.кр}}$ в зависимости от $T_{\text{г.пр}}^*$, полученные при анализе закона регулирования двигателя на максимальном режиме (см. рис. 14.15), справедливы и для рассматриваемой программы регулирования. Разница состоит только в том, что в первом случае приведенная температура $T_{\text{г.пр}}^*$ изменяется за счет изменения полной температуры на входе в двигатель T_n^* при $T_g^* = \text{const}$ (и этот график можно построить по T_n^*), а во втором — за счет изменения T_g^* при $T_n^* = \text{const}$.

При снижении температуры $T_{\text{г.пр}}^*$ значительно увеличивается степень понижения давления в турбине, что сопровождается уменьшением КПД η_T^* и снижает эффективность примене-

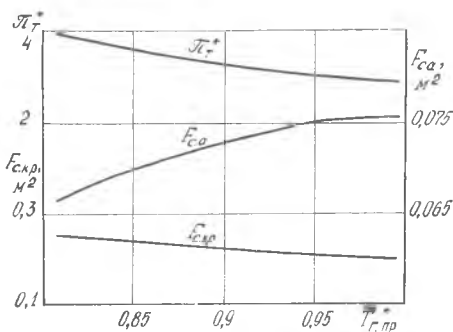


Рис. 14.15. Зависимость π_T^* и площадей $F_{с.а}$ и $F_{с.кр}$ от температуры $T_{г.пр}^*$ при фиксированном положении рабочей точки на характеристике газогенератора ($\pi_{к_0}^* = 12$, $T_{г_0}^* = 1600$ К, $G_{в_0} = 100$ кг/с)

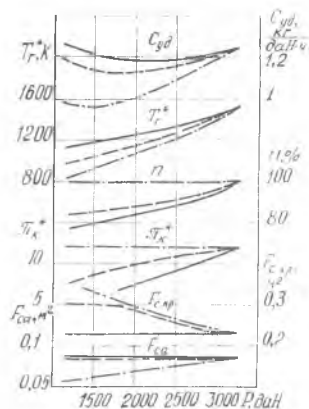


Рис. 14.16. Сравнение дроссельных характеристик одновального ТРД с тремя, двумя и одним регулируемыми факторами ($T_{г_0}^* = 1600$ К, $\pi_{к_0}^* = 12$, $H = 11$ км, $M_{п_1} = 1$):
 — $F_{с.кр} = \text{const}$;
 - - - $F_{с.кр} = \text{var}$;
 - · - · $F_{с.кр} = \text{var}$,
 $F_{с.а} = \text{var}$

ния закона и программы регулирования, выбранных из условия фиксированного положения рабочей точки на характеристике компрессора. Возможный диапазон их применения ограничивается предельной расширительной способностью турбины $\pi_{т.пред}^*$ [19]. Для увеличения $\pi_{т.пред}^*$ и расширения диапазона применения рассматриваемых закона и программы регулирования необходимо при проектировании турбины принимать коэффициент скорости λ_t на нижнем пределе рекомендованных значений.

ТРД с тремя регулируемыми факторами имеет три параметра регулирования и соответственно три регулятора. Можно представить следующее распределение регулирующих факторов по параметрам регулирования (рис. 14.17,а):

$$G_T \rightarrow n; F_{с.кр} \rightarrow T_{г}^*; F_{с.а} \rightarrow \pi_{к}^*.$$

Совместная работа трех замкнутых регуляторов обычно не обеспечивает приемлемых характеристик динамики процесса регулирования. Динамику процесса можно значительно улучшить, если в системе регулирования реализовать закон изменения площадей $F_{с.а}$ и $F_{с.кр}$ в зависимости от T_n^* и программу их изменения по углу $\alpha_{руд}$, которые определяются из условия обес-

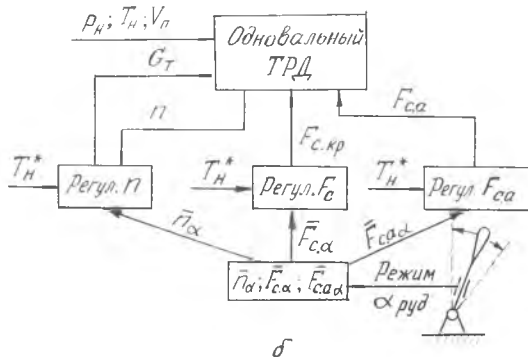
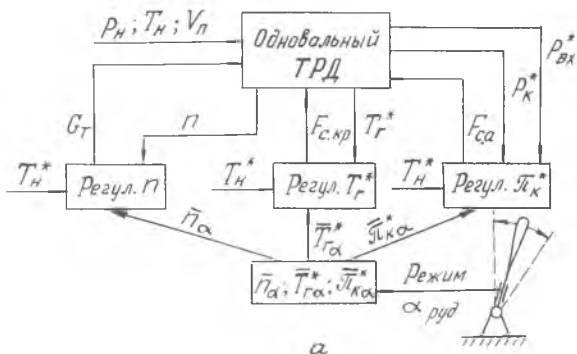


Рис. 14.17. Структурные схемы регулирования одновального ТРД с тремя регулирующими факторами: а — замкнутое регулирование n , T_T^* и π_K^* ; б — незамкнутое регулирование площадей $F_{c.kp}$ и $F_{c.a}$

печения заданного закона и программы изменения величин T_T^* и π_K^* . Структурная схема, соответствующая косвенному регулированию величин T_T^* и π_K^* , показана на рис. 14.17,б.

14.2.3. Особенности газогенератора с регулируемыми направляющими аппаратами компрессора и с перепуском воздуха.

Характеристики соответствующего ТРД

В 14.2.2 показано, что наличие трех регулирующих факторов позволяет обеспечить устойчивую работу двигателя в широком диапазоне и наиболее полно использовать его возможности по температуре T_T^* и частоте n . Однако создание регулируемого соплового аппарата турбины для ТРД с высокими параметра-

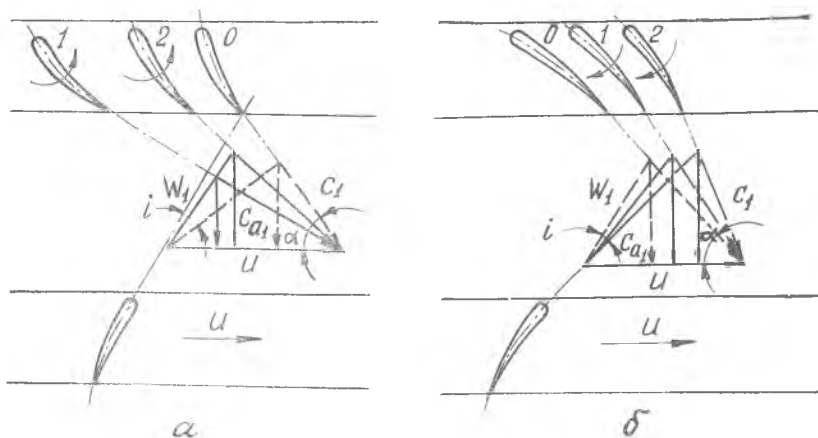


Рис. 14.18. Влияние поворота лопаток направляющих аппаратов компрессора на треугольники скоростей в первой (а) и последней (б) ступенях при пониженных $n_{пр}$: — — — — — нерегулируемый компрессор (положение 0); — — — — — регулирование направляющих аппаратов на $\Delta K_{y \max}$ (положение 1) и $G_{в \max}$ (положение 2), [39]

ми цикла является трудной задачей, в связи с этим двигатели с $F_{с.кр} = var$, $F_{с.а} = var$ пока не получили распространения.

В настоящее время распространение получили различные способы управления компрессором с целью обеспечения его устойчивой работы в широком диапазоне летных условий. К ним относятся регулирование направляющих аппаратов (НА) и перепуск воздуха из средних ступеней компрессора.

ТРД с регулируемыми НА компрессора. Как известно (см. 12.4.1), отклонение величины $n_{пр}$ от ее расчетного значения ведет к рассогласованию работы ступеней компрессора. При низких $n_{пр}$ осевые скорости на последних ступенях возрастают, а углы атаки становятся отрицательными. При этом осевые скорости на первых ступенях уменьшаются, а углы атаки увеличиваются.

Для уменьшения углов атаки и увеличения запасов устойчивой работы компрессора направляющие аппараты первых ступеней необходимо прикрывать, увеличивая закрутку потока перед рабочим колесом, а углы установки лопаток направляющих аппаратов последних ступеней изменять в противоположную сторону (раскрывать). Значительное прикрытие лопаток НА первых ступеней при несущественном изменении углов установки лопаток НА последних ступеней (см. положение 1 на рис. 14.18) ведет к снижению расхода воздуха, уменьшению углов атаки, улучшению обтекания, уменьшению отрыва потока, повышению КПД и запасов устойчивости компрессора. Существенное раскрытие НА последних ступеней при незначительном

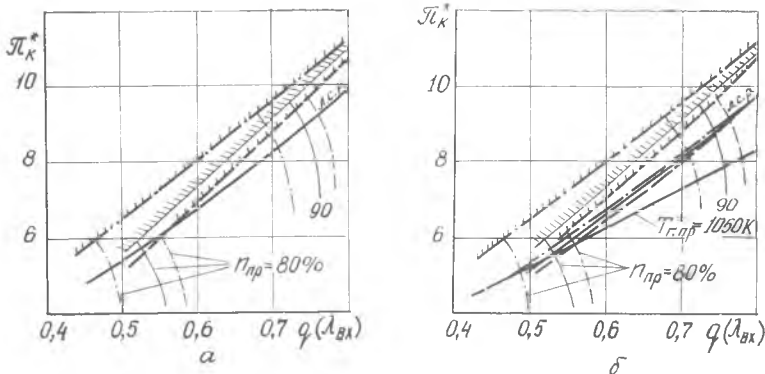
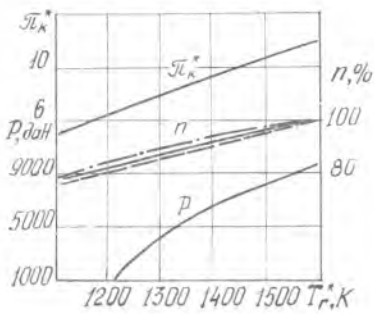


Рис. 14.19. Положение линии совместной работы на характеристике компрессора с поворотными аппаратами для одновального ТРД, регулируемого при условии $F_{с.кр} = \text{const}$ (а) и по закону $T_g^* = \text{const}$, $n = \text{const}$ при $F_{с.кр} = \text{var}$ (б): ———— нерегулируемый компрессор; - - - - регулирование на $\Delta K_u \text{ max}$; — · — · — регулирование на $G_v \text{ max}$

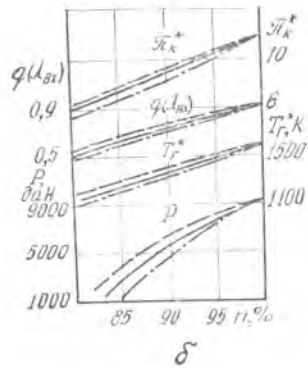
изменении углов установки лопаток НА первых ступеней (см. положение 2 на рис. 14.18) увеличивает расход воздуха через компрессор при низких $n_{пр}$, но запасы устойчивой работы при этом не увеличиваются, а могут даже снижаться. В соответствии с этим различают регулирование на повышение ΔK_u и на повышение расхода воздуха. Подробно влияние регулирования НА компрессора на его характеристики изложено в [39].

Обычно углы установки лопаток НА первых и последних ступеней компрессора регулируются в зависимости от приведенной частоты вращения ротора и однозначно определяются ею. В этом случае параметры компрессора π_k^* и η_k^* , как и двигателя с нерегулируемыми НА, являются функцией двух переменных: $\pi_k^* = f[n_{пр}, q(\lambda_{вх})]$; $\eta_k^* = f[n_{пр}, q(\lambda_{вх})]$. Регулирование НА изменяет только характеристику компрессора: при регулировании на повышение ΔK_u на низких $n_{пр}$ граница помпажа сдвигается вверх, а напорные ветви характеристики при $n_{пр} = \text{const}$ сдвигаются в сторону меньших значений $q(\lambda_{вх})$; при регулировании на повышение G_v наблюдается противоположное изменение границы и напорных ветвей (рис. 14.19). Поэтому анализ влияния регулирования НА компрессора на совместную работу узлов и характеристики ТРД по существу сводится к оценке влияния изменения характеристики компрессора.

На двигателе с нерегулируемыми турбиной и соплом расположение линии совместной работы в поле характеристик компрессора при заданных π_{k0}^* и $q(\lambda_{вх})_0$ зависит от характеристики компрессора только из-за изменения КПД η_k . Если изменением



а



б

Рис. 14.20. Обобщенные характеристики ($T_n^* = 288 \text{ K}$, $p_n^* = 101325 \text{ Па}$) одновалного ТРД ($T_{r_0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{k_0}^* = 12$, $M_n = 0$) с регулируемым направляющим аппаратом компрессора при $F_{c,кр} = \text{const}$. Обозначения по рис. 14.19

КПД пренебречь, то при регулировании НА положение линии совместной работы (см. рис. 14.19,а), а также обобщенные характеристики, построенные по температуре $T_{г,пр}^*$, останутся неизменными. На этих характеристиках изменится только приведенная частота вращения ротора: она увеличится при регулировании компрессора на повышение ΔK_y и уменьшится при регулировании компрессора на повышение G (рис. 14.20,а). Таким образом, при прикрытии лопаток НА первых ступеней те же характеристики обеспечиваются на больших частотах $n_{пр}$, а при раскрытии НА последних ступеней — на меньших $n_{пр}$. Естественно, что при регулировании двигателя по закону $n = \text{const}$ поворот НА приводит к значительному изменению всех параметров, в том числе тяги двигателя: прикрытия НА первых ступеней ведет к уменьшению тяги (рис. 14.20,б).

Как отмечалось, при регулировании компрессора на увеличение ΔK_y в зоне низких $n_{пр}$ КПД η_k несколько повышается. Это ведет к незначительному смещению линии совместной работы вниз и улучшению характеристик двигателя. При $T_r^* = \text{const}$ увеличиваются степень повышения давления, расход воздуха, удельная и полная тяга и снижается удельный расход топлива. Влияние η_k на совместную работу узлов и характеристики двигателя рассматривалось в разделе 12.3.3.

Если на ТРД с $F_{c,кр} = \text{var}$, регулируемом по закону $T_r^* = \text{const}$, $n = \text{const}$, прикрыть лопатки НА первых ступеней, то со смещением напорной ветви характеристики компрессора смещается рабочая точка по линии $T_{г,пр} = \text{const}$ влево-вниз, что обеспечивается за счет уменьшения площади $F_{c,кр}$. При этом линия сов-

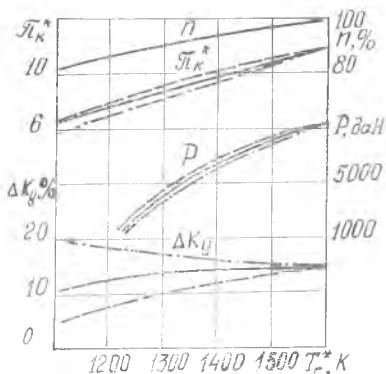


Рис. 14.21. Обобщенные характеристики ($T_n^* = 288 \text{ K}$, $p_n^* = 101325 \text{ Па}$) одновального ТРД с поворотными направляющими аппаратами, регулируемого по закону $T_r^* = \text{const}$, $n = \text{const}$. Обозначения и параметры цикла по рис. 14.19 и 14.20

регуруется по закону $T_r^* = \text{const}$, $n = \text{const}$, больший расход воздуха и соответственно большая тяга обеспечиваются при регулировании компрессора на повышение G_b и, наоборот, наименьшие G_b и P обеспечиваются при регулировании компрессора на повышение ΔK_y (рис. 14.21).

Следовательно, компрессор с высокой степенью повышения давления $\pi_{k_0}^*$, имеющий минимальные запасы устойчивости при низких $n_{пр}$, целесообразно регулировать на повышение ΔK_y , а компрессор с умеренной $\pi_{k_0}^*$, имеющий достаточно высокие запасы устойчивости при низких $n_{пр}$ и предназначенный для больших сверхзвуковых скоростей полета, целесообразно регулировать на повышение G_b .

ТРД с перепуском воздуха из средних ступеней компрессора. На режимах запуска и на низких, преимущественно нерабочих, режимах для обеспечения устойчивой работы компрессора широко применяется перепуск воздуха из средних ступеней компрессора в атмосферу. Анализ работы двигателя с перепуском представляет известные трудности, так как на этих режимах неодинаков расход воздуха через двигатель и входное сечение компрессора, изменяются КПД η_k и сама характеристика компрессора.

Для оценки эффективности работы компрессора с перепуском воздуха в атмосферу и упрощения уравнения мощности вводится понятие эффективного КПД [39]:

местной работы незначительно смещается вверх (см. рис. 14.19, б). Если в рассматриваемом случае раскрыть лопатки НА последних ступеней, то линия совместной работы смещается несколько вниз. Тем не менее, максимальные запасы обеспечиваются в первом случае, несмотря на уменьшение площади $F_{с.кр}$, так как преобладающее влияние на ΔK_y оказывает смещение границы помпажа за счет регулирования компрессора на повышение ΔK_y . Такое регулирование компрессора является наиболее эффективным средством увеличения ΔK_y и получило широкое распространение.

На ТРД с поворотными НА компрессора, который регули-

$$\eta_{к.эф} = \frac{L_{к.с} G_{в.к}}{N_{к}}$$

где $G_{в.к}$ — расход воздуха через выходное сечение компрессора;

$N_{к}$ — мощность, подведенная к компрессору на режимах перепуска.

С помощью этого коэффициента, кроме потерь в компрессоре, учитывается потеря мощности на сжатие перепускаемого воздуха. Поэтому коэффициент изменения массы $v_{к}$, учитывающий перепуск воздуха, не войдет в уравнение мощности. Уравнение мощности (11.6) для работы ТРД ($\eta_{отб} = 1$) на режимах перепуска можно записать в виде

$$\frac{L_{к.с}}{\eta_{к.эф}} = L_{т} v_{к-г} \eta_{т}. \quad (14.8)$$

Заметим, что в уравнении неразрывности (11.5) коэффициент изменения массы $v_{г}$ учитывается и перепуск воздуха.

В результате решения уравнений (11.5) и (14.8) получим уравнение совместной работы узлов газогенератора, аналогичное (11.7):

$$q(\lambda_{вх}) = \frac{\tau_{к}^*}{V \sqrt{L_{к.с} / \eta_{к.эф}}} A \sqrt{L_{т} B'}, \quad (14.9)$$

где $A \sqrt{B'} = \frac{m_{кр.з}}{m_{кр}} \frac{F_{с.а}}{F_{вх}} \frac{\sigma_{к.с} \sigma_{с.а}}{v_{к}} \mu_{с.а} q(\lambda_{с.а}) \sqrt{\frac{c_{р.з} \gamma_{т}}{c_{р} v_{к-г}}}$.

Из (14.9) следует, что при включении перепуска (снижении $v_{к}$) линия совместной работы узлов смещается вправо. Если не учитывать изменение эффективного КПД, то относительная плотность тока при $\lambda_{к}^* = \text{const}$ увеличивается обратно пропорционально снижению $v_{к}$. (Если на характеристике компрессора по оси абсцисс отложить произведение $q(\lambda_{вх}) v_{к} = [q(\lambda_{вх})]_{к}$, которое представляет собой долю функции $q(\lambda_{вх})$, пропорциональную расходу воздуха на выходе из компрессора [39], то в рассматриваемом случае включение перепуска не приведет к изменению положения линии совместной работы, а уравнение (14.9) не будет отличаться от уравнения совместной работы узлов без перепуска). В действительности линия совместной работы смещается чуть меньше, так как при этом в большинстве случаев снижается эффективный КПД $\eta_{к.эф}$ (рис. 14.22).

При включении перепуска пропускная способность за группой первых ступеней повышается, расход воздуха через них возрастает, осевые скорости увеличиваются, что ведет к снижению углов атаки. При этом расход $G_{в.к}$ через группу ступеней, стоящих за перепуском, уменьшается, снижаются осевые скорости

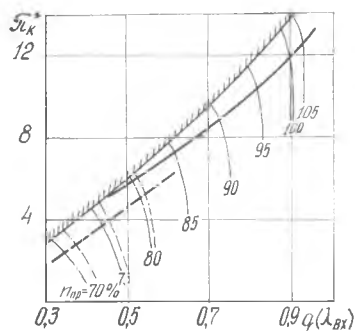


Рис. 14.22. Линия совместной работы на характеристике компрессора с перепуском воздуха из средних ступеней: — без перепуска; — — — с перепуском

Степень повышения давления в первых ступенях уменьшается при включении перепуска, если они работают в правой ветке своих характеристик, или увеличивается, если они работают в левой ветке характеристики, что характерно для низких $n_{пр}$. Степень повышения давления в группе задних ступеней незначительно повышается. Суммарная степень повышения давления π_k^* в широком диапазоне режимов снижается, а при низких $n_{пр}$ может и увеличиваться (в этом случае практически не снижается расход воздуха через двигатель, т. е. через сечение на выходе из компрессора). Напорные ветки характеристики компрессора при включении перепуска и $n_{пр} = \text{const}$ сдвигаются вправо-вверх в сторону увеличения $q(\lambda_{вх})$ и π_k^* и тем значительнее, чем ниже $n_{пр}$ (см. рис. 14.22). При этом граница помпажа изменяется незначительно (смещается влево, если она построена в координатах $\pi_k^* = f[q(\lambda_{вх})]_к$).

В результате включение перепуска приводит к значительному увеличению запасов устойчивой работы компрессора.

При работе двигателя с перепуском температура газа перед турбиной возрастает при $n = \text{const}$, чем компенсируется снижение эффективного КПД $\eta_{к.эф}$ (14.8). Соответственно возрастает температура за турбиной. Степень расширения газа в сопле снижается вследствие снижения π_k^* . При этом удельная тяга изменяется незначительно, а полная тяга снижается, главным образом, вследствие уменьшения расхода воздуха через двигатель. Удельный расход топлива повышается в основном из-за того, что часть мощности турбины затрачивается на сжатие перепускаемого воздуха, который полезной работы не совершает.

и углы атаки, улучшается обтекание венцов, что сопровождается увеличением действительного КПД η_k . Это увеличение тем значительнее, чем ниже приведенная частота и больше рассогласование ступеней. Эффективный КПД компрессора $\eta_{к.эф}$ при включении перепуска в большинстве случаев снижается, так как он зависит, как отмечалось, от затраты мощности на сжатие перепускаемого воздуха. При весьма низких $n_{пр}$ эффективный КПД может увеличиваться, так как рост действительного КПД оказывает на него в этом случае преобладающее влияние.

Проведенный анализ влияния перепуска на тягу и удельный расход топлива справедлив для сравнительно высоких значений $n_{пр}$. При низких $n_{пр}$ перепуск воздуха из компрессора практически не ухудшает (а может даже незначительно улучшить) характеристики двигателя благодаря повышению эффективно-го КПД $\eta_{к.эф}$, существенному смещению напорных веток на характеристике компрессора вправо и соответствующему повышению λ_k^* и G_v .

Таким образом, перепуск воздуха из средних ступеней компрессора в атмосферу является эффективным средством увеличения запасов устойчивой работы $\Delta K_{\bar{y}}$, но сопровождается значительным ухудшением характеристик двигателя. Поэтому перепуск обычно применяют на низких (например, на режимах запуска и малого газа) или на нерабочих (промежуточных) режимах.

Для повышения эффективности двигателя более целесообразно перепускать воздух из средних ступеней компрессора за турбину, т. е. переходить к схеме ТРДД с невысокой степенью двухконтурности и со смешением потоков (§ 12.5).

§ 14.3. Особенности влияния площадей характерных сечений и регулирования компрессора на совместную работу узлов и характеристики многовальных ТРД(Д)

В 14.3.1, 14.3.2 и 14.3.3 анализируется влияние площадей характерных сечений турбины и сопла на закономерности совместной работы узлов, главным образом, турбокомпрессора НД двухвальных ТРД и ТРДД, а в 14.3.4 рассматриваются особенности влияния этих площадей в системе трехвального ТРДД; приведены некоторые материалы по влиянию регулирования компрессора на совместную работу узлов и характеристики рассматриваемых двигателей.

14.3.1. Особенности влияния площади сопла

Как следует из анализа совместной работы двухвальной турбины и сопла (§ 11.2), с изменением площади сопла изменяется степень понижения давления в турбине НД. При этом на основных рабочих режимах приведенная скорость в минимальном сечении соплового аппарата $\lambda_{с.анд}$ и, следовательно, пропускная способность турбины НД $\mu_{с.а} q(\lambda_{с.анд}) F_{с.анд}$ сохраняются практически неизменными. Вследствие этого незначительно изменяется и $\pi_{ТВД}^*$. Таким образом, изменение площади

сопла оказывает незначительное влияние или практически не влияет на совместную работу узлов газогенератора и на положение линии совместной работы на характеристике компрессора ВД двухвальных ТРДД и ТРД.

Влияние площади сопла на совместную работу узлов турбокомпрессора НД и параметры двухвального ТРД (а затем ТРДД) рассмотрим при $T_{г^*} = \text{const}$.

Влияние $F_{с.кр.}$ С увеличением площади сопла внутреннего контура степень понижения давления $\pi_{ТНД}^*$ и, следовательно, располагаемая работа турбины НД увеличиваются, что ведет к увеличению частоты вращения ротора НД. Соответственно увеличиваются $\pi_{КНД}^*$ и $q(\lambda_{вх})$, см. уравнения (11.9) и (11.10), и уменьшается скольжение роторов, что приводит, как показано в разделе 12.1.2, к смещению линии совместной работы на характеристике компрессора НД к границе помпажа и к соответствующему снижению запасов устойчивой работы.

Таким образом, увеличение площади $F_{с.кр.}$ в системе двухвального ТРД ведет не к увеличению запасов устойчивой работы компрессора, как на одновальном ТРД, а к их уменьшению.

При этом рабочая точка на характеристике компрессора ВД незначительно смещается по линии совместной работы влево-вниз из-за увеличения температуры $T_{вхВД}^*$ перед этим компрессором, что сопровождается снижением $\pi_{КВД}^*$, $q(\lambda_{вхВД})$ и $n_{пр.вхВД}$.

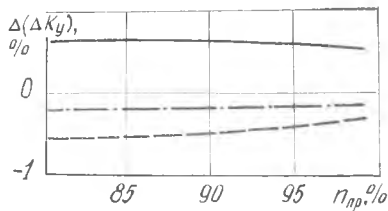
Удельные параметры и тяга двухвального ТРД с изменением площади сопла при $T_{г^*} = \text{const}$ изменяются примерно так же, как и одновального: с увеличением $F_{с.кр.}$ тяга увеличивается при низких и средних частотах вращения роторов вследствие увеличения расхода воздуха и $\pi_{к^*}$, а удельный расход топлива снижается. При высоких $n_{пр}$ тяга уменьшается из-за снижения КПД компрессора $\eta_{КНД}$.

Из анализа следует, что нецелесообразно регулировать $F_{с.кр.}$ с целью повышения запасов $\Delta K_{унд}$ в условиях работы двухвального ТРД при высоких числах $M_{п}$ (низких $n_{пр}$), так как для повышения $\Delta K_{унд}$ необходимо увеличить скольжение, т. е. снизить $F_{с.кр.}$, что сопровождается уменьшением тяги на максимальном режиме и увеличением удельного расхода топлива на крейсерском.

Аналогичное влияние оказывает изменение площади сопла внутреннего контура на совместную работу узлов и обобщенные характеристики двухвального ТРДД.

Особенностью двухконтурного двигателя является то, что с увеличением $F_{с.кр.}$ при $T_{г^*} = \text{const}$ увеличивается степень двухконтурности (11.8) из-за уменьшения плотности тока на входе в компрессор ВД $q(\lambda_{вхВД})$. Поэтому меньше изменяется работа

Рис. 14.23. Изменение запасов устойчивой работы $\Delta(\Delta K_y) = \Delta K_y - \Delta K_{y,исх}$ компрессора НД двухвального ТРД (---) и ТРДД (-·-·-) и компрессора одновального ТРД (—) при увеличении площади сопла $F_{с.кр1}$ на 1%. Параметры ТРД: $T_{Г0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 12$, $\pi_{кНД_0}^* = 3,47$. Параметры ТРДД: $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$; $\pi_{кНД_0}^* = 2,5$; $m_0 = 2$



компрессора $L_{кНД}$, а следовательно, частота $n_{нд}$ и скольжение $n_{вд}/n_{нд}$, что приводит к незначительному изменению степени повышения давления $\pi_{кНД}^*$, расходов воздуха через оба контура и расхода топлива. По этой причине меньше изменяется тяга ТРДД по сравнению с ТРД.

Кроме того, вследствие увеличения степени двухконтурности при увеличении $F_{с.кр}$ частично компенсируется снижение пропускной способности за вентилятором, обусловленное уменьшением скольжения роторов. Благодаря этому линия совместной работы на характеристике вентилятора с увеличением $F_{с.кр}$ сдвигается к границе помпажа меньше, чем на аналогичной характеристике ТРД. Соответственно меньше снижаются и запасы устойчивой работы $\Delta K_{унд}$ (рис. 14.23).

На рис. 14.23 показано также изменение запасов $\Delta(\Delta K_y)$ за счет изменения $F_{с.кр}$ в системе одновального ТРД. Из рисунка видно, что на двухвальном ТРД площадь $F_{с.кр}$ оказывает меньшее влияние на $\Delta K_{унд}$, чем на одновальном двигателе.

Влияние $F_{с.кр}$. Изменение площади сопла наружного контура оказывает на большую часть параметров противоположное влияние (по сравнению с влиянием $F_{с.кр}$). С увеличением $F_{с.кр}$ увеличивается пропускная способность на выходе из наружного контура, вследствие чего уменьшается давление за компрессором НД (линия совместной работы на характеристике смещается вниз), повышаются запасы $\Delta K_{унд}$ и изменяется КПД $\eta_{кНД}$. Расход воздуха через наружный контур увеличивается, а через внутренний — уменьшается. В результате степень двухконтурности увеличивается.

По изменению степени двухконтурности и КПД компрессора НД определяется изменение всех остальных параметров, в том числе скольжения роторов, а также удельных параметров и тяги.

Снижение работы $L_{кНД}$, вызванное увеличением степени двухконтурности, сопровождается одновременным уменьшением температуры $T_{вхвд}^*$, что ведет к увеличению $\pi_{квд}^*$, $q(\lambda_{вхвд})$ и $n_{пр.вхвд}$ — рабочая точка на характеристике компрессора ВД смещается по линии совместной работы вправо-вверх.

В зоне высоких приведенных частот вращения ротора НД смещение линии совместной работы вниз при увеличении $F_{с.кр}$ сопровождается значительным снижением КПД $\eta_{кнд}$, что ведет к уменьшению $n_{нд}$ и увеличению $n_{вд}/n_{нд}$. При этом уменьшается расход воздуха через двигатель и тяга. В зоне низких $n_{ндпр}$ смещение линии совместной работы на характеристике компрессора НД вниз приводит к незначительному снижению или даже к увеличению $\eta_{кнд}$. Соответственно увеличивается частота $n_{нд}$ и расход воздуха через двигатель.

В зоне низких и средних частот вращения роторов удельный расход топлива снижается благодаря увеличению степени двухконтурности. В зоне высоких $n_{пр}$ удельный расход увеличивается вследствие снижения КПД $\eta_{кнд}$.

Влияние $F_{с.кр}$ ТРДДсм. Изменение площади сопла в системе двухконтурного ТРДД со смещением потоков соответствует одновременному изменению площадей сопел наружного и внутреннего контуров. При низких степенях двухконтурности преобладает влияние, эквивалентное изменению площади сопла внутреннего контура; при высоких — эквивалентное изменению площади сопла наружного контура. Однако изменение $F_{с.кр}$ ТРДДсм сопровождается перераспределением энергии между контурами и увеличением потерь на смещение потоков, особенно при высоких параметрах цикла и высоких t_0 . Поэтому регулирование $F_{с.кр}$ обеспечивает меньший прирост тяги по сравнению с регулированием площадей $F_{с.кр}$ и $F_{с.кр}$ на ТРДД с раздельным истечением потоков.

Увеличение $F_{с.кр}$ ТРДДсм позволяет увеличить расход воздуха через двигатель (особенно при низких $n_{ндпр}$) без снижения запасов устойчивой работы, и даже при их увеличении. Такое увеличение расхода может дать определенную прибавку в тяге на двигателях с форсажной камерой при больших скоростях полета [40].

14.3.2. Особенности влияния площади соплового аппарата турбины ВД

Влияние площади $F_{с.авд}$ на совместную работу узлов газогенератора и на положение линии совместной работы на характеристике компрессора ВД рассмотрено в 14.2.1.

Увеличение площади $F_{с.авд}$ при $T_g^* = \text{const}$, сопровождается снижением $\pi_{твд}^*$, $L_{твд}$, $L_{квд}$ и $n_{вд}$, ведет к уменьшению скольжения роторов и снижению пропускной способности за компрессором НД, линия совместной работы на его характеристике смещается к границе помпажа.

В результате запасы устойчивости компрессора низкого давления $\Delta K_{унд}$ снижаются, как и при увеличении площади сопла $F_{с.кр}$, а $\Delta K_{увд}$ повышаются.

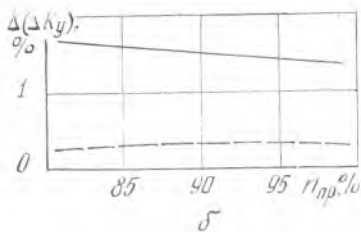
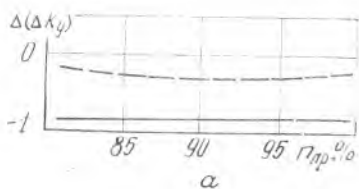


Рис. 14.24. Изменение запасов устойчивой работы компрессоров НД $\Delta(\Delta K_y) = \Delta K_y - \Delta K_{y,исх}$ при увеличении на 1% площади $F_{с.а вД}$ (а) и $F_{с.а нД}$ (б):

- — ТРД, $T_{г_0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 12$, $\pi_{кНД_0}^* = 3,47$;
 - - - - ТРДД, $T_{г_0}^* = 1600$ К, $\pi_{к\Sigma_0}^* = 25$, $m_0 = 2$, $\pi_{кНД_0}^* = 2,5$

Особенно заметно уменьшается скольжение роторов и снижаются запасы $\Delta K_{унД}$ в системе двухвального ТРД, так как здесь не только снижается $n_{вД}$, но и увеличивается частота вращения ротора НД: увеличение температуры $T_{гнД}$, а следовательно и работы $L_{тнД}$, обусловленное снижением $L_{твД}$, ведет к увеличению работы компрессора $L_{кнД}$ и соответственно частоты $n_{нД}$.

Особенность ТРДД заключается в том, что увеличение степени двухконтурности, обусловленное снижением q ($\lambda_{вх вД}$), оказывает на величину $L_{кнД}$, см. уравнение (11.9), и частоту вращения $n_{нД}$ преобладающее влияние. Поэтому увеличение $F_{с.а вД}$ ведет к снижению $n_{нД}$ и к менее значительному снижению скольжения $n_{вД}/n_{нД}$. Увеличение степени двухконтурности и отмеченные особенности изменения характера скольжения роторов способствуют тому, что запасы устойчивой работы компрессора НД в системе двухконтурного двигателя при увеличении $F_{с.а вД}$, как и при увеличении $F_{с.к р}$, снижаются меньше, чем в системе двухвального ТРД (рис. 14.24,а).

Итак, влияние площади $F_{с.а вД}$, как и $F_{с.к р}$, на совместную работу узлов турбокомпрессора НД и запасы $\Delta K_{унД}$ качественно отличается от их влияния на $\Delta K_{у вД}$. Это обусловлено изменением величин $n_{вД}/n_{нД}$ и m , которые оказывают существенное влияние на закономерности совместной работы узлов турбокомпрессора НД (см. разделы 12.1.2 и 12.1.3), не влияя на соответствующие закономерности работы узлов газогенератора (разделы 11.3.3 и 12.1.1).

Изменение площади $F_{с.а вД}$ оказывает на тягу двухвальных ТРДД и ТРД качественно такое же влияние, как и на тягу одновального ТРД: с увеличением $F_{с.а вД}$ тяга уменьшается вследствие уменьшения степени повышения давления компрессора и, следовательно, удельной тяги.

14.3.3. Особенности влияния площади соплового аппарата турбины НД

Влияние площади соплового аппарата турбины НД на совместную работу узлов газогенератора и на положение линии совместной работы на характеристике компрессора ВД рассмотрено в 14.1.1: с увеличением $F_{с.а\text{НД}}$ при $T_{г}^* = \text{const}$ величины $\pi_{\text{ТВД}}^*$, $\pi_{\text{КВД}}^*$, $n_{\text{пр.вхВД}}$ и $\Delta K_{\text{УВД}}$ повышаются.

С изменением площади $F_{с.а\text{НД}}$ степень понижения давления в турбинах $\pi_{\text{ТВД}}^*$ и $\pi_{\text{ТНД}}^*$ изменяется противоположно: соответственно изменяется работа турбин $L_{\text{ТВД}}$ и $L_{\text{ТНД}}$ и, следовательно, работа компрессоров $L_{\text{КВД}}$ и $L_{\text{КНД}}$, что ведет к изменению скольжения роторов $n_{\text{ВД}}/n_{\text{НД}}$. Например, с увеличением $F_{с.а\text{НД}}$ при $T_{г}^* = \text{const}$ скольжение возрастает, главным образом, вследствие повышения частоты вращения ротора ВД, что сопровождается смещением линии совместной работы на характеристике компрессора НД вниз и увеличением запасов $\Delta K_{\text{УНД}}$ (рис. 14.24,б). Таким образом, перераспределяется работа между турбокомпрессорами ВД и НД и повышаются (при увеличении $F_{с.а\text{НД}}$) запасы устойчивой работы каскадов компрессора.

При изменении площади $F_{с.а\text{НД}}$ суммарная степень понижения давления в турбине не изменяется (если пренебречь изменением $\eta_{\text{Т}}^*$), так как она определяется величинами $F_{с.а\text{ВД}}$ и $F_{с.1\text{кр}}$, которые постоянны по условию. Не изменяются, следовательно, и суммарная работа турбины, а также температура газа за турбиной. Вследствие этого сохраняются неизменными суммарная работа компрессора двухвального ТРД и температура за компрессором. Если КПД компрессоров НД и ВД одинаковы, то не изменится и суммарная степень повышения давления $\pi_{\text{КС}}^*$. В этом случае остаются неизменными все удельные параметры двигателя, расход воздуха и тяга.

В действительности КПД компрессоров НД и ВД обычно не одинаковы, кроме того, с увеличением $F_{с.а\text{НД}}$ рабочие точки на характеристиках компрессоров смещаются таким образом, что одновременно с увеличением запасов устойчивой работы, как правило, снижаются КПД компрессоров, особенно в зоне высоких $n_{\text{пр}}$. Это приводит к уменьшению $\pi_{\text{КС}}^*$ и, следовательно, расхода воздуха через двигатель. Соответственно уменьшаются степень расширения сопла $\pi_{\text{с}}$, удельная и полная тяга и увеличивается удельный расход топлива.

Особенность ТРДД заключается в том, что с увеличением $F_{с.а\text{НД}}$ снижается степень двухконтурности и это накладывает свой отпечаток на изменение тяги и удельного расхода топлива.

Влияние изменения площадей характерных сечений на ха-

характеристики двухвальных ТРДД и ТРД рассматривалось при постоянной температуре газа перед турбиной. В 14.1.1 показано, что это влияние зависит от закона регулирования. Еще в большей степени сказанное относится к многовальным двигателям. Поскольку при $T_g^* = \text{const}$ изменение определенной площади по-разному влияет на изменение частот вращения роторов ВД и НД (во многих случаях они изменяются противоположно, например, при изменении $F_{с.а\text{нд}}$), при регулировании двигателей по закону $n_{ВД} = \text{const}$ или $n_{НД} = \text{const}$ изменение этой площади приводит к существенно различному изменению тяги. Например, *увеличение $F_{с.а\text{нд}}$ при $T_g^* = \text{const}$ ведет к увеличению $n_{ВД}$ и к снижению $n_{НД}$ при незначительном изменении тяги. Увеличение этой площади при $n_{ВД} = \text{const}$ приводит к значительному снижению температуры T_g^* и соответствующему уменьшению тяги, а при $n_{НД} = \text{const}$, наоборот, температура T_g^* и тяга увеличиваются.*

14.3.4. Особенности влияния площадей характерных сечений в системе многовальных двигателей. Влияние регулирования компрессора

В гл. 12 сделан вывод, что газогенератор многовального (например, трехвального или двухвального) ГТД в газодинамическом отношении представляет собой одновальный ТРД, у которого роль сопла выполняет сопловой аппарат расположенной за ним турбины. Поэтому влияние $F_{с.а\text{вд}}$ и площади соплового аппарата турбины СД(НД) на совместную работу узлов газогенератора и запасы $\Delta K_{у\text{вд}}$ в системе трехвального (двухвального) ГТД количественно не отличается от влияния соответственно площадей $F_{с.а}$ и $F_{с.кр}$ на $\Delta K_{у}$ в системе одновального ТРД (см. § 14.1 и § 14.2), если режимы работы газогенератора в системе многовального и одновального двигателей подобны, т. е. при $\pi_{квд_0}^* = \pi_{к_0\text{трд}}^*$ и $T_{г.пр.вх\text{вд}}^* = T_{г_0\text{трд}}^*$.

Изменение других площадей характерных сечений турбины и сопла практически не влияет на совместную работу узлов газогенератора многовального ГТД.

В гл. 12 был сделан, кроме того, вывод о том, что турбокомпрессор СД трехвальных ТРДД в газодинамическом отношении представляет собой турбокомпрессор НД двухвального ТРД. Поэтому закономерности влияния площадей $F_{с.а\text{вд}}$, $F_{с.а\text{нд}}$ и $F_{с.кр}$ на совместную работу узлов турбокомпрессора НД и запасы $\Delta K_{унд}$, рассмотренные в 14.3.1...14.3.3, справедливы и для турбокомпрессора СД ТРДД, у которого роль указанных площадей выполняют соответственно $F_{с.а\text{вд}}$, $F_{с.а\text{сд}}$ и $F_{с.а\text{нд}}$. Их влияние на запасы $\Delta K_{усд}$ количественно не отличается от влияния соответствующих площадей на $\Delta K_{унд}$ в сис-

теме двухвального ТРД, если режимы работы двухвального газогенератора в системе трехвального и двухвального двигателей подобны, т. е. при $\pi_{\text{КВД}_0}^* = \pi_{\text{КВД}_0}^* \text{ ТРД}$, $\pi_{\text{КСД}_0}^* = \pi_{\text{КСД}_0}^* \text{ ТРД}$ и $T_{\text{г.пр.вхСД}}^* = T_{\text{г}_0}^* \text{ ТРД}$.

Закономерности влияния площадей характерных сечений на совместную работу узлов турбовентилятора двухвального ТРДД, рассмотренные в 14.3.1...14.3.3, справедливы и для турбовентилятора трехвального ТРДД. Изменение площадей $F_{\text{с.а.сд}}$, $F_{\text{с.а.нд}}$, $F_{\text{с.г.кр}}$ и $F_{\text{с.п.кр}}$ трехвального ТРДД оказывает на совместную работу узлов турбовентилятора качественно такое же влияние, как и $F_{\text{с.а.вд}}$, $F_{\text{с.а.нд}}$, $F_{\text{с.г.кр}}$ и $F_{\text{с.п.кр}}$ на совместную работу узлов этого же турбовентилятора в системе двухвального ТРДД. Однако количественно влияние площадей $F_{\text{с.а.вд}}$ и $F_{\text{с.а.сд}}$ на $\Delta K_{\text{унд}}$ в системе соответственно двухвального и трехвального ТРДД неодинаково. Так, увеличение этих площадей ведет к снижению степеней понижения давления — соответственно $\pi_{\text{ТВД}}^*$ и $\pi_{\text{ТСД}}^*$ и величин $L_{\text{ТВД}}$ и $L_{\text{ТСД}}$. Причем величина $L_{\text{ТСД}}$ в системе трехвального ТРДД снижается значительно вследствие дополнительного снижения температуры газа перед турбиной СД при $T_{\text{г}}^* = \text{const}$, поэтому неодинаково изменяется скольжение роторов и, следовательно, запасы $\Delta K_{\text{унд}}$ рассматриваемых двигателей.

Изменение площади $F_{\text{с.а.вд}}$ практически не влияет на закономерности совместной работы узлов турбовентилятора трехвального ТРДД.

Регулирование какого-либо каскада компрессора оказывает на совместную работу узлов и характеристики многовального ТРДД аналогичное влияние, как и в системе одновального ТРД. На рис. 14.25,а приведены экспериментальные материалы, отражающие влияние поворота лопаток входного направляющего аппарата (ВНА) первой ступени компрессора ВД на характеристики двухвального ТРДД, построенные по частоте вращения ротора НД. Поворот лопаток сопровождается соответствующим изменением частоты вращения ротора ВД, другие параметры двигателя сохраняются неизменными, так как в рассматриваемом диапазоне изменения углов установки лопаток ВНА КПД компрессора практически не изменяется. В частности, поворот лопаток на -7° (прикрытие ВНА), обеспечивающий увеличение запасов устойчивой работы $\Delta K_{\text{увд}}$ при низких $n_{\text{пр.вх.вд}}$, сопровождается повышением частоты вращения ротора ВД.

Такое изменение угла установки лопаток при условии $n_{\text{вд}} = \text{const}$ приводит к существенному снижению тяги (рис. 14.25, б), превышающему величину снижения тяги одновального ТРД.

Более значительное изменение углов установки лопаток сопровождается, кроме того, изменением КПД компрессора. Вли-

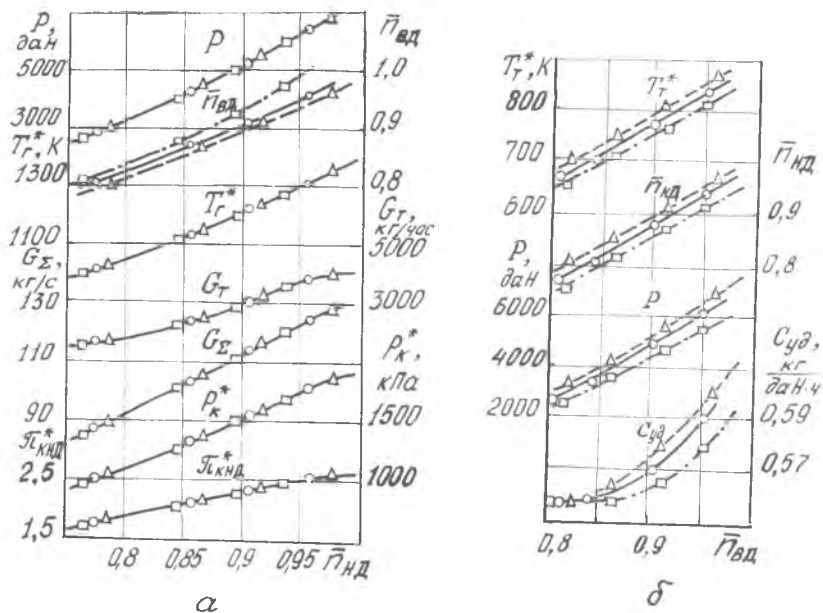


Рис. 14.25. Влияние поворота лопаток ВНА компрессора ВД на характеристики двухвального ТРДД ($T_{г0}^* = 1340$ К, $\pi_{к\gamma_0}^* = 19$, $m_0 = 1$, $\pi_{кнд_0}^* = 2,6$) при $n_{ВД} = \text{const}$ (а) и $n_{ВД} = \text{const}$ (б); \triangle — ВНА — (+5°); \circ — ВНА — (0°); \square — ВНА — (-7°)

яние КПД на характеристики многовального ТРДД рассмотрено в гл. 12.

Регулирование направляющих лопаток входных ступеней других каскадов компрессора в системе многовального ТРДД приводит к соответствующему изменению частот вращения роторов турбокомпрессоров и к аналогичному изменению характеристик двигателя.

§ 14.4. Особенности расчета характеристик ТРД(Д) с регулируемыми площадями характерных сечений

В § 13.2 подчеркивалось, что в настоящее время существуют различные методики расчета характеристик турбореактивных двигателей и объяснены причины, которые обусловили такое их разнообразие. С еще большим основанием это относится к методикам расчета характеристик двигателей с регулируемыми площадями проходных сечений (особенно двигателей сложных схем), так как последовательность расчета зависит не только от схемы и типа двигателя, но в значительной степени

и от того, какими параметрами задается режим (см [39], с. 379).

Рассмотрим методики, разработанные для расчета наиболее характерных схем двигателей с регулируемыми площадями, а также для наиболее интересных сочетаний параметров, определяющих режим. Эти методики не претендуют на универсальность, поскольку при их составлении исходили, главным образом, из условия уменьшения трудоемкости расчета. Составление каждой такой методики можно рассматривать как задачу нахождения оптимального пути решения основных уравнений совместной работы узлов выполненного двигателя при заданных исходных данных.

Заданными для расчета, как и для двигателя с нерегулируемыми сечениями (см. § 13.2), являются: внешние условия (T_n , p_n и M_n), а следовательно температура T_n^* , и при заданном коэффициенте $\sigma_{вх}$ — давление $p_{вх}^*$; результаты расчета исходной точки, на основе которых вычисляются площади характерных сечений; характеристики узлов, коэффициенты потерь и режим работы, который определяется числом параметров, равным числу регулирующих факторов.

14.4.1. Одновальный ТРД

Одновальный ТРД с регулируемым соплом. Такой двигатель имеет два регулирующих фактора, режим его работы определяется двумя параметрами, при расчете характеристик необходимо задаваться двумя независимыми переменными.

Пусть режим задается температурой $T_{г}^*$ и частотой вращения n , приведенные значения которых однозначно определяют положение рабочей точки на характеристике компрессора. Поэтому целесообразно предварительно нанести на характеристику компрессора линии $T_{г,пр}^* = \text{const}$ из условия $F_{с,а} = \text{const}$, как указано в 11.3.3.

Характеристики одновального ТРД могут быть рассчитаны в следующей последовательности.

По формулам приведения вычисляют приведенные параметры $T_{г,пр}^*$ и $n_{пр}$, наносят рабочую точку на характеристику компрессора и определяют в этой точке величины π_k^* , $q(\lambda_{вх})$ и η_k .

Далее определяют параметры компрессора, камеры сгорания, турбины и сопла, а также тягу и удельный расход топлива, как указано в 13.2.3 (см. первый вариант расчета). Расчет отличается только тем, что подбирать положение рабочей точки на характеристике компрессора из условий $F_{с,а} = \text{const}$, $F_{с,кр} = \text{const}$ не требуется. Найденное положение рабочей точки обеспечивается за счет регулирования площади сопла: потреб-

ное (вычисленное) значение площади $F_{с.кр}$ реализуется на двигателе из условия получения заданных параметров режима.

Методика расчета не изменяется, если режим задается двумя другими параметрами, например, ΔK_y и $n_{пр}$, по которым легко найти положение рабочей точки на характеристике компрессора.

Если режим задается величинами T_g^* и $F_{с.кр}$, то методика расчета не отличается от методики, изложенной в 13.2.3 (первый вариант).

Одновальный ТРД с регулируемыми площадями сопла и соплового аппарата. Двигатель имеет три регулирующих фактора, режим его работы целесообразно задавать положением рабочей точки на характеристике компрессора (π_k^* , $n_{пр}$) и температурой газа перед турбиной. В этом случае последовательность расчета характеристик двигателя не отличается от последовательности термогазодинамического расчета (раздел 8.2.2). В результате определяются удельные параметры, основные данные и потребные значения площадей $F_{с.кр}$ и $F_{с.а}$, которые необходимо поддерживать для обеспечения заданного положения рабочей точки на характеристике компрессора и температуры T_g^* .

14.4.2. Многовальный ТРД(Д) при $F_{с.кр} = \text{var}$

При расчете характеристик двухвальных (или трехвальных) с регулируемой площадью сопла ТРДД и ТРД_д как и одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$, можно задаваться двумя независимыми переменными. Следует, однако, помнить, что в системе многовальных двигателей изменение площади сопла практически не оказывает влияния на совместную работу узлов газогенератора, положение линии совместной работы на характеристике компрессора ВД и параметры газогенератора. Газогенератор ведет себя как одновальный ТРД с нерегулируемыми сечениями (с одним регулирующим фактором). Поэтому только один его параметр можно принимать в качестве параметра регулирования (независимого переменного), например, T_g^* или $n_{ВД}$. В качестве другого независимого переменного следует принимать параметр, который изменяется при изменении площади сопла, например, степень понижения давления $\pi_{ТНД}^*$ или частоту вращения ротора низкого давления $n_{НД}$.

ТРД(Д) с регулируемой площадью сопла внутреннего контура. Расчет характеристик ТРДД с $F_{с.кр} = \text{var}$, у которого режим работы задан величинами T_g^* и $\pi_{ТНД}^*$, мало отличается от расчета, изложенного в 13.2.4. Он несколько упрощается, поскольку подбирать величину $\pi_{ТНД}^*$ из условия $F_{с.кр} = \text{const}$ не нужно. Она обеспечивается за счет регулирования площади.

Расчет характеристик двухвального ТРДД с $F_{\text{СКР}} = \text{var}$, у которого режим задан величинами T_g^* и $n_{\text{НД}}$, представляет известные затруднения, так как положение рабочих точек на характеристиках компрессоров должно определяться путем подбора.

Для облегчения расчета целесообразно на характеристику компрессора ВД нанести линию совместной работы и построить параметры газогенератора в зависимости от $T_{\text{г.пр.вхВД}}^*$ (см. 13.2.5 и рис. 12.7):

$$\pi_{\text{КВД}}^*, q(\lambda_{\text{вхВД}}), n_{\text{пр.вхВД}}, T_{\text{к.пр.вхВД}}^*, T_{\text{гНД пр.вхВД}}^* = f(T_{\text{г.пр.вхВД}}^*).$$

Для подбора положения рабочей точки на характеристике компрессора НД и согласования ее с рабочей точкой на характеристике компрессора ВД последовательно определяют следующие параметры:

1. Приведенную частоту вращения $n_{\text{НДпр}}$ по $n_{\text{НД}}$ и T_n^* , и при полученном значении $n_{\text{НДпр}} = \text{const}$ задаются в первом приближении рабочей точкой на характеристике компрессора НД, т. е. величиной $\pi_{\text{кНД}}^*$ и, соответственно, $q(\lambda_{\text{вх}})$.

2. Работу компрессора $L_{\text{кНД}}$ и температуру за компрессором НД $T_{\text{вхВД}}^*$.

3. Температуру газа перед турбиной $T_{\text{г.пр.вхВД}}^*$, приведенную к САУ по температуре воздуха на входе в компрессор ВД. В зависимости от этой температуры по предварительно рассчитанному графику находят параметры турбокомпрессора ВД, в том числе относительную плотность тока $q(\lambda_{\text{вхВД}})$.

4. Полную температуру рабочего тела за компрессором и за турбиной ВД по формулам приведения.

5. Относительный расход топлива через камеру сгорания.

6. Степень двухконтурности по уравнению (11.8).

7. Относительную плотность тока $q(\lambda_{\text{вх}})$ по уравнению неразрывности (11.10). Если полученная величина отличается от $q(\lambda_{\text{вх}})$, принятой в п. 1, то задаются другим положением рабочей точки на характеристике компрессора НД, т. е. другой величиной $\pi_{\text{кНД}}^*$, и расчет повторяют.

8. Работу турбины $L_{\text{ТНД}}$ из уравнения мощности (11.9), а из формулы для работы турбины — значение $\pi_{\text{ТНД}}^*$.

9. Параметры на выходе из сопел наружного и внутреннего контуров, потребную площадь сопла $F_{\text{СКР}}$, а также тягу и удельный расход топлива.

Методика расчета характеристик трехвального ТРДД не будет отличаться от методики расчета характеристик двухвального ТРДД, если предварительно линии совместной работы нанести на характеристики компрессоров ВД и СД и постро-

ить параметры этих турбокомпрессоров в зависимости от $T_{г.пр.вхСД}^*$.

Расчет характеристик двухвального ТРД упрощается, так как при этом не требуется определять степень двухконтурности и параметры наружного контура.

ТРДД с регулируемой площадью сопла наружного контура. Расчет характеристик такого двигателя выполняется аналогично. Следует только иметь в виду, что изменение $F_{с1кпр}$ оказывает наиболее значительное влияние на степень повышения давления $\pi_{кнд}^*$ и производится обычно с целью поддержания определенного положения линии совместной работы на характеристике компрессора НД. Расчет характеристик ТРДД, площадь $F_{с1кпр}$ которого регулируется из условия обеспечения заданного $\Delta K_{унд}$, отличается тем, что подбирать величину $\pi_{кнд}^*$ не требуется, вместо этого методом последовательных приближений подбирается частота вращения $n_{нд}$ из условия обеспечения постоянной площади сопла внутреннего контура.

ТРДД с регулируемыми площадями обоих контуров. Двигатель имеет три регулирующих фактора, режим его работы может задаваться величинами $T_{г.пр.вхСД}^*$, $n_{нд}$ и $\Delta K_{унд}$. Расчет характеристик в этом случае упрощается, так как в результате определяются потребные значения площадей $F_{с1кпр}$ и $F_{с2кпр}$, которые обеспечивают заданное значение частоты вращения $n_{нд}$ и запас устойчивой работы $\Delta K_{унд}$.

14.4.3. Многовальный ТРД(Д) при $F_{с.авд} = var$ и $F_{с.анд} = var$

ТРДД с регулируемой площадью соплового аппарата турбины ВД. Изменение площади $F_{с.авд}$ оказывает непосредственное влияние на параметры газогенератора и особенно на степень повышения давления $\pi_{квд}^*$. Поэтому при расчете характеристик двигателя с $F_{с.авд} = var$ необходимо задаться двумя параметрами, характеризующими работу газогенератора. Например, могут быть заданы положение линии совместной работы на характеристике компрессора ВД $\Delta K_{увд} = f(n_{пр.вхВД})$ и температура $T_{г.пр.вхВД}^*$, характеризующая режим. При расчете необходимо найти положение рабочих точек на характеристиках компрессоров и определить соответствующее значение потребной площади $F_{с.авд}$. Задача в любом случае решается подбором. Можно задаться величиной $F_{с.авд}$ и подобрать положение рабочих точек на характеристиках компрессоров по методике, изложенной в 13.2.4. Если рабочая точка на характеристике компрессора ВД оказывается не на заданной линии совместной работы, то расчет повторяют, принимая другое значение площади $F_{с.авд}$.

Количество последовательных приближений уменьшается и расчет характеристик несколько упрощается, если, как и в 14.4.2, предварительно рассчитать зависимость параметров газогенератора от температуры $T_{г.пр.вхВД}^*$.

Эту зависимость можно рассчитывать в следующей последовательности: берут рабочую точку на заданной линии совместной работы на характеристике компрессора ВД и, кроме того, принимают в первом приближении

величину $F_{с.аВД}$; вычисляют коэффициент A и температуру $T_{г.пр.вхВД}^*$ (11.5), а также величину $l_{ТВД}$ и, следовательно, степень понижения давления $\pi_{ТВД}^*$ (11.6, а). Подставляя полученное значение $\pi_{ТВД}^*$ в уравнение (11.2, б), определяют $F_{с.аВД}$. Если полученное значение $F_{с.аВД}$ не равно принятому, то расчет повторяют, добиваясь сходимости этих величин.

Расчет зависимости параметров турбокомпрессора ВД от $T_{г.пр.вхВД}^*$ несколько облегчается, если положение линии совместной работы на характеристике компрессора ВД задано законом изменения площади соплового аппарата, например, зависимостью $F_{с.аВД} = f(n_{пр.вхВД})$. В этом случае задаются величинами $n_{пр.вхВД}$, находят соответствующие $F_{с.аВД}$ и по уравнению (11.2, б) определяют $\pi_{ТВД}^*$. Затем вычисляется константа «с» и на основании уравнения (11.7, а) легко находятся рабочие точки на характеристике компрессора при принятых $n_{пр.вхВД}$. Температура $T_{г.пр.вхВД}^*$ в этих точках рассчитывается по уравнению неразрывности (11.5).

Подбор рабочей точки на характеристике компрессора НД, соответствующей заданному значению температуры $T_{г}^*$, хотя и может быть выполнен как указано в разделе 14.4.2, но для случая нерегулируемых сопел весьма трудоемок. Поэтому целесообразно на основании линии совместной работы на характеристике компрессора ВД рассчитать линию совместной работы на характеристике компрессора НД и построить параметры турбовентилятора в зависимости, например, от $T_{г}^*/T_{н}^*$, т. е., по существу, построить обобщенные характеристики турбовентилятора. Расчет удельных параметров и тяги по обобщенным характеристикам не вызывает каких-либо затруднений (см. раздел 13.2.5).

ТРДД с $F_{с.аВД} = \text{var}$ и, кроме того, с регулируемыми площадями сопел $F_{с1кр}$ и $F_{с11кр}$ имеет четыре регулирующих фактора. Режим его работы задается четырьмя параметрами, например, величинами $T_{г}^*$, $\Delta K_{увд}$, $n_{нд}$ и $\Delta K_{унд}$. В этом случае при расчете задаются величинами $\pi_{кнд}^*$ и $n_{нд}$ и вычисляют в конце расчета потребные значения площадей, как указано в 14.4.2.

ТРДД с регулируемой площадью соплового аппарата турбины НД. Изменение площади $F_{с.аНД}$ оказывает значительное влияние как на параметры газогенератора, так и на параметры турбокомпрессора НД. Поэтому в качестве параметра, определяющего режим, кроме температуры $T_{г}^*$, можно брать любой параметр газогенератора или турбокомпрессора НД.

Если на двухвальном ТРДД с $F_{с.аНД} = \text{var}$ режим задается величинами $T_{г}^*$ и $n_{нд}$ (или $n_{вд}$), то при расчете характеристик, как и в случае регулирования площади $F_{с.аВД}$, необходимо подобрать положение рабочих точек на характеристиках компрессоров и определить потребное значение $F_{с.аНД}$. Для этого можно воспользоваться обычной методикой, изложенной в 13.2.4, обеспечивая заданную частоту вращения $n_{нд}$ ($n_{вд}$) подбором за счет изменения $F_{с.аНД}$.

Этот подход можно использовать и в других случаях при различных регулирующих факторах и разных параметрах, определяющих режим, но такой метод весьма трудоемок.

Если законом (программой) регулирования задано изменение площади $F_{с.аНД}$ в зависимости от какого-либо приведенного параметра, например от $T_{г.пр.вхВД}^*$, то для облегчения расчета можно построить зависимость параметров турбокомпрессора ВД от $T_{г.пр.вхВД}^*$. Методика этого расчета практически не отличается от методики расчета при регулировании $F_{с.аВД}$.

Если на двухвальном ТРДД все площади характерных сечений турбины и сопла ($F_{с.авД}$, $F_{с.аНД}$, $F_{с1кр}$ и $F_{с11кр}$) — регулируемые, то режим задается пятью параметрами: положением рабочих точек на характеристиках компрессоров, т. е. параметрами $\pi_{кНД}^*$, $q(\lambda_{вх})$, $\pi_{кВД}^*$, $q(\lambda_{вхВД})$, которые определяют также степень двухконтурности, и температурой газа перед турбиной. Методика расчета характеристик такого двигателя не отличается от методики его проектного термогазодинамического расчета.

Изложенные в 14.4.2 и 14.4.3 методики применимы для расчета характеристик трехвальных ТРДД, а также двухвальных ТРД.

Выводы по теме: «Особенности газотурбинных двигателей с несколькими регулирующими факторами»

1. Изменение площади минимального сечения выходного сопла оказывает значительное влияние на запасы устойчивой работы и характеристики одновального ТРД. С увеличением $F_{с.кр}$ запасы ΔK_y повышаются. Максимуму тяги на максимальном режиме при $T_g^* = \text{const}$ и минимуму удельного расхода топлива на крейсерском режиме при $P = \text{const}$ соответствуют оптимальные площади $F_{с.кр}$, значения которых зависят от внешних условий.

2. Одновальный ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ является более гибким объектом регулирования по сравнению с двигателем с неизменяемыми сечениями. Режим его работы задается и поддерживается двумя регуляторами путем независимого изменения двух параметров. Обеспечивая определенный закон изменения $F_{с.кр}$ по $n_{пр}$, на таком двигателе можно реализовать выбранное положение линии совместной работы на характеристике компрессора или выбранную закономерность изменения соотношения характеризующих режим основных параметров $n_{пр.г} = \frac{n}{V T_g^*} \sqrt{288}$ по $n_{пр}$.

3. С увеличением $F_{с.а}$ одновального ТРД при $T_g^* = \text{const}$ запасы ΔK_y обычно повышаются, удельные параметры ухудшаются, тяга уменьшается.

4. На одновальном ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ и $F_{с.а} = \text{var}$ можно реализовать выбранное положение линии совместной работы на характеристике компрессора и, кроме того, закономерность изменения $n_{пр.г} = f(n_{пр})$ вдоль этой линии (т. е. в заданных условиях полета может быть реализована любая рабочая точка на характеристике компрессора, и в этой точке может быть принято потребное значение температуры T_g^*), что обеспечивается соответствующим изменением площадей $F_{с.кр}$ и $F_{с.а}$ в зависимости от величины $n_{пр}$. Наличие трех регулирующих факторов (G_T ,

$F_{с.кр}$, $F_{с.а}$) позволяет обеспечить устойчивую работу компрессора во всем диапазоне летных условий и наиболее полно использовать возможности одновального ТРД на всех режимах: получить максимально возможную тягу на максимальном режиме и минимально возможный удельный расход топлива на крейсерских режимах.

5. Поворот лопаток НА первых или первых и последних ступеней является одним из эффективных средств управления компрессором. Компрессор с высокой степенью повышения давления $\pi_{к_0}^*$, имеющий минимальные запасы устойчивости при низких $n_{пр}$, необходимо регулировать на повышение ΔK_y , а компрессор с умеренной $\pi_{к_0}^*$, имеющий достаточно высокие ΔK_y и предназначенный для больших сверхзвуковых скоростей полета, целесообразно регулировать на повышение G_v . Перепуск воздуха из средних ступеней компрессора в атмосферу является эффективным средством увеличения запасов устойчивой работы ΔK_y , но сопровождается значительным ухудшением характеристик двигателя. Для повышения эффективности двигателя целесообразно перепускать воздух за турбину, т. е. переходить к схеме ТРДДсм.

6. Вопросы выбора закона и программы регулирования, расчета высотно-скоростных характеристик и выбора параметров двигателя тесно связаны и должны решаться совместно на этапе проектирования двигателя из условия обеспечения ТТТ, предъявляемых к летательному аппарату.

7. Закономерности влияния площадей $F_{с.а}$ и $F_{с.кр}$ на совместную работу узлов и запасы устойчивой работы компрессора, установленные для одновального ТРД, справедливы и для газогенератора многовальных ГТД, у которых роль рассматриваемых площадей играют соответственно $F_{с.авд}$ и площадь соплового аппарата турбины, расположенной непосредственно за турбиной ВД. Влияние указанных площадей на $\Delta K_{увд}$ количественно не отличается от влияния соответствующих площадей в системе одновального ТРД при $\pi_{квд_0}^* = \pi_{к_0}^* \text{ ТРД}$ и $T_{г.пр.вх ВД_0}^* = T_{г_0}^* \text{ ТРД}$. Изменение других площадей характерных сечений турбины и сопла практически не влияет на совместную работу узлов газогенератора ВД.

8. Влияние площадей характерных сечений турбины и сопла на совместную работу узлов турбокомпрессора НД и соответственно на запасы $\Delta K_{унд}$ в системе двухвальных ТРДД и ТРД определяется изменением скольжения роторов и степени двухконтурности и качественно отличается в большинстве случаев от их влияния на $\Delta K_{увд}$:

увеличение площадей $F_{с.кр1}$ и $F_{с.авд}$ обычно ведет к снижению $\Delta K_{унд}$, а не к увеличению запасов устойчивой работы компрессора, как на одновальном ТРД;

влияние $F_{\text{с1кр}}$ на $\Delta K_{\text{унд}}$ и на большинство других газодинамических параметров двигателя противоположно влиянию $F_{\text{с1кр}}$; на ТРДД со смещением потоков наружного и внутреннего контуров увеличение $F_{\text{с.кр}}$ позволяет значительно увеличить частоту вращения ротора НД и соответственно расход воздуха через двигатель (особенно при невысоких $n_{\text{пр}}$) без снижения запасов $\Delta K_{\text{унд}}$, даже при их увеличении;

с увеличением $F_{\text{с.анд}}$ запасы устойчивой работы $\Delta K_{\text{унд}}$, как и $\Delta K_{\text{увд}}$, увеличиваются;

удельные параметры и тяга многовальных ТРДД и ТРД при изменении $F_{\text{с1кр}}$ или $F_{\text{с.авд}}$ изменяются качественно так же, как и параметры одновального ТРД;

влияние площади $F_{\text{с.анд}}$ на тягу и удельный расход топлива при $T_{\text{г}}^* = \text{const}$ зависит в основном от изменения КПД каскадов компрессора, вызванного смещением на характеристике компрессора линий совместной работы.

9. Влияние площадей $F_{\text{с.авд}}$, $F_{\text{с.анд}}$ и $F_{\text{с.кр}}$ на закономерности совместной работы узлов турбокомпрессора НД и на $\Delta K_{\text{унд}}$, определенное для двухвального ТРД, справедливо и для турбокомпрессора СД трехвальных ТРДД, у которых роль указанных площадей играют соответственно $F_{\text{с.авд}}$, $F_{\text{с.асд}}$ и $F_{\text{с.анд}}$. Влияние этих площадей на $\Delta K_{\text{усд}}$ количественно не отличается от влияния соответствующих площадей на $\Delta K_{\text{унд}}$ в системе двухвального ТРД, если $\pi_{\text{квд}_0}^* = \pi_{\text{квд}_0 \text{ ТРД}}^*$, $\pi_{\text{ксд}_0}^* = \pi_{\text{кнд}_0 \text{ ТРД}}^*$ и $T_{\text{г.пр.вх СД}}^* = T_{\text{г}_0 \text{ ТРД}}^*$. Изменение площадей сопел $F_{\text{с1кр}}$ и $F_{\text{с1кр}}$ практически не влияет на совместную работу узлов турбокомпрессора СД трехвального ТРДД.

10. Закономерности влияния площадей характерных сечений турбины и сопла на совместную работу узлов турбокомпрессора НД и на запасы $\Delta K_{\text{унд}}$, установленные для двухвальных ТРДД, сохраняются в большинстве случаев и для турбокомпрессора НД трехвальных ТРДД.

11. Методики расчета характеристик многовальных ТРД(Д) с регулируемыми площадями характерных сечений, составленные с учетом уменьшения трудоемкости расчета, весьма разнообразны, так как зависят от большого числа факторов, в том числе от схемы двигателя и параметров, которыми задается режим.

Контрольные вопросы

1. Какое влияние оказывает изменение площади сопла на совместную работу узлов, положение линии совместной работы и обобщенные характеристики одновального ТРД, построенные по температуре $T_{\text{г.пр}}^*$?

2. Проанализируйте влияние площади сопла одновального ТРД на $\Delta K_{\text{уд}}$ при следующих условиях:

а) $n = \text{const}$; б) $T_{\text{г}}^* = \text{const}$.

3. Каким образом можно обеспечить на одновальном ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$: а) заданное расположение линии совместной работы на характеристике компрессора; б) заданную закономерность изменения $n_{пр.г} = f(T_{г.пр}^*)$? Как характер и потребный диапазон изменения площади $F_{с.кр} = f(n_{пр})$ зависят от угла наклона линии совместной работы на характеристике компрессора?

4. Как скоростные характеристики и положение линии совместной работы на характеристике компрессора одновального ТРД, регулируемого по закону $T_{г.}^* = \text{const}$, $n = \text{const}$, отличаются от скоростных характеристик и положения линии совместной работы на характеристике компрессора того же ТРД, регулируемого по законам: а) $n = \text{const}$ ($F_{с.кр} = \text{const}$), б) $T_{г.}^* = \text{const}$ ($F_{с.кр} = \text{const}$)?

5. Как скоростные характеристики одновального ТРД, регулируемого по закону $T_{г.}^* = \text{const}$, $n_{пр} = \text{const}$, отличаются от характеристик ТРД, регулируемого по закону $T_{г.}^* = \text{const}$, $n = \text{const}$, при следующих условиях сравнения:

а) при одинаковых $T_{г.0}^*$, $\pi_{к.0}^*$ и одинаковой тяге на взлетном режиме; б) при одинаковых $T_{г.исх}^*$ и $\pi_{к.исх}^*$ и одинаковой тяге при максимальном числе $M_{п}$?

6. Как изменить угол наклона $n = f(T_{н}^*)$ одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ на максимальном режиме при условии $T_{г.}^* = \text{const}$, чтобы тяга по числу $M_{п}$ увеличивалась более интенсивно? Как при этом изменяется положение линии совместной работы и функция $F_{с.кр} = f(T_{н}^*)$?

7. Как следует изменить закон регулирования площади $F_{с.кр} = f(T_{н}^*)$ на максимальном режиме работы одновального ТРД при условии $\Delta K_{у} = \text{const}$, чтобы увеличить угол наклона кривой $P = f(V_{п})$? Как при этом изменяются функции $T_{г.}^* = f(T_{н}^*)$ и $n = f(T_{н}^*)$ и положение рабочей точки на характеристике компрессора?

8. Как выбирается программа регулирования ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ на режимах пониженной тяги? Какие существуют способы снижения тяги и как они влияют на удельный расход топлива?

9. Каковы закономерности изменения $F_{с.кр} = f(\alpha_{руд})$ при регулировании одновального ТРД на режимах пониженной тяги по следующим программам:

а) $T_{г.}^* = \text{const}$, $n = f(\alpha_{руд})$; б) $n = \text{const}$, $T_{г.}^* = f(\alpha_{руд})$?

10. Проанализируйте влияние площади $F_{с.а}$ на положение линии совместной работы и характеристики одновального ТРД.

11. Как регулировать площади $F_{с.кр}$ и $F_{с.а}$ одновального ТРД, чтобы обеспечить неизменное положение рабочей точки на характеристике компрессора при различных внешних условиях ($T^* = \text{const}$) и на различных режимах (при неизменных внешних условиях)?

12. Как дроссельная характеристика одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$, $F_{с.а} = \text{var}$ отличается от дроссельных характеристик одновального ТРД: а) с $F_{с.кр} = \text{var}$, $F_{с.а} = \text{const}$; б) с $F_{с.кр} = \text{const}$, $F_{с.а} = \text{const}$?

13. Каковы особенности и структурные схемы регулирования одновальных ТРД: а) с $F_{с.кр} = \text{var}$; б) с $F_{с.кр} = \text{var}$, $F_{с.а} = \text{var}$?

14. Каковы преимущества одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$ по сравнению с ТРД с нерегулируемыми сечениями? Недостатки этого двигателя по сравнению с двигателем с тремя регулирующими факторами ($F_{с.кр} = \text{var}$, $F_{с.а} = \text{var}$)?

15. Какое влияние на положение линии совместной работы, запасы устойчивости $\Delta K_{у}$ и характеристики одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{const}$ оказывает поворот лопаток НА первых и последних ступеней компрессора в зоне низких $n_{пр}$ при: а) $T_{г.}^* = \text{const}$; б) $n = \text{const}$?

16. Какое влияние на положение линии совместной работы, запасы устойчивости ΔK_y и характеристики ТРД с $F_{c,кр} = \text{var}$, регулируемого по закону $T_r^* = \text{const}$, $n = \text{const}$, оказывает поворот лопаток НА первых и последних ступеней компрессора в зоне низких $n_{пр}$?

17. Какое влияние на положение линии совместной работы, запасы устойчивости ΔK_y и характеристики одновального ТРД при $n = \text{const}$ оказывает перепуск воздуха из средних ступеней компрессора в атмосферу (в зоне низких $n_{пр}$)?

18. Проанализируйте влияние площади сопла $F_{c,ткр}$ на совместную работу узлов и на характеристики двухвальных ТРДД и ТРД при $T_r^* = \text{const}$.

19. Каковы особенности влияния площади сопла наружного контура $F_{c,пр}$ на совместную работу узлов и на характеристики двухвального ТРДД при $T_r^* = \text{const}$?

20. Объясните особенности влияния площади сопла $F_{c,кр}$ на совместную работу узлов и на характеристики двухвального ТРДДсм при $T_r^* = \text{const}$.

21. Проанализируйте влияние площади соплового аппарата $F_{c,авд}$ на совместную работу узлов и на характеристики двухвальных ТРДД и ТРД при $T_r^* = \text{const}$?

22. Какое влияние на запасы устойчивой работы компрессора $\Delta K_{увд}$ и $\Delta K_{унд}$ и на характеристики двухвальных ТРДД и ТРД при $T_r^* = \text{const}$ оказывает изменение площади соплового аппарата $F_{c,анд}$?

23. Проделайте физический анализ влияния площади сопла $F_{c,ткр}$ на тягу двухвальных ТРДД и ТРД при $n_{нд} = \text{const}$.

24. Проанализируйте влияние площади соплового аппарата $F_{c,анд}$ на тягу двухвальных ТРДД и ТРД при следующих условиях:

а) $n_{нд} = \text{const}$, б) $n_{вд} = \text{const}$.

25. Составьте методику расчета характеристик одновального ТРД, если режим работы двигателя задан величинами: а) T_r^* и n при $F_{c,кр} = \text{var}$; б) ΔK_y и $n_{пр}$ при $F_{c,кр} = \text{var}$; в) T_r^* , n и $\pi_{к}^*$ при $F_{c,кр} = \text{var}$ и $F_{c,а} = \text{var}$.

26. Составьте методику расчета характеристик трехвального ТРДД, если режим работы двигателя задан величинами: а) T_r^* и $n_{нд}$ при $F_{c,ткр} = \text{var}$; б) T_r^* и $\pi_{кнд}^*$ при $F_{c,ткр} = \text{var}$; в) T_r^* , $n_{нд}$ и $\Delta K_{унд}$ при $F_{c,ткр} = \text{var}$ и $F_{c,ткр} = \text{var}$.

27. Составьте методику расчета характеристик двухвального ТРДД, если расчетная точка задана величинами: а) T_r^* и $\Delta K_{увд}$ при $F_{c,ткр} = \text{var}$; б) T_r^* , $\Delta K_{увд}$, $n_{нд}$ и $\pi_{кнд}^*$ при $F_{c,авд} = \text{var}$, $F_{c,ткр} = \text{var}$ и $F_{c,ткр} = \text{var}$; в) T_r^* и $F_{c,анд} = f(n_{пр,вд})$ при $F_{c,анд} = \text{var}$.

28. Сформулируйте основные выводы по теме: «Особенности газотурбинных двигателей с несколькими регулирующими факторами».

Задачи*

1. Рассчитать положение линии совместной работы на характеристике компрессора (рис. 12.33, а) одновального ТРД: а) при нерегулируемых сечениях; б) при $F_{c,кр} = \text{var}$ из условия обеспечения закона регулирования $T_r^* =$

* В задачах 1—9 и 13—16 истечение газа из сопла и соплового аппарата предполагается сверхкритическим, коэффициенты потерь и КПД турбин — постоянными, а изменением массы рабочего тела в проточной части двигателя можно пренебречь. Индексом «0» обозначены параметры максимального режима в САУ на уровне моря при $M_ц = 0$, который принят за исходный.

$= \text{const} = 1400 \text{ K}$, $n = \text{const}$, если при $n_0 = 100\%$ степень повышения давления $\pi_{\kappa_0}^* = 10$, $T_{\Gamma_0}^* = 1400 \text{ K}$.

2. На характеристику компрессора одновального ТРД (рис. 12.33, а), имеющего в исходной расчетной точке $n_0 = 100\%$, $\pi_{\kappa_0}^* = 10$, $T_{\Gamma_0}^* = 1400 \text{ K}$, $\pi_{\tau_0}^* = 2,64$, $\gamma_{\tau_0}^* = 0,91$ нанести линии $T_{\Gamma, \text{пр}}^* = 1600, 1400$ и 1200 K для: а) исходной площади соплового аппарата турбины; б) увеличенной на 10% площади $F_{\text{с.а}}$. На ту же характеристику нанести линии совместной работы для: в) исходных $F_{\text{с.кр}}$ и $F_{\text{с.а}}$; г) $\delta F_{\text{с.кр}} = +10\%$ при $F_{\text{с.а}} = F_{\text{с.а.исх}}$; д) $F_{\text{с.а}} = +10\%$ при $F_{\text{с.кр}} = F_{\text{с.кр.исх}}$.

3. Для одновального ТРД с $F_{\text{с.кр}} = \text{var}$, имеющего в исходной расчетной точке $n_0 = 100\%$, $\pi_{\kappa_0}^* = 10$, $T_{\Gamma_0}^* = 1400 \text{ K}$, $\pi_{\tau_0}^* = 2,64$, $\gamma_{\tau_0}^* = 0,91$, из условия обеспечения заданного положения линии совместной работы на характеристике компрессора (рис. 13.22, а) определить закономерности изменения $\overline{n}_{\text{пр.г}} = f(T_{\Gamma, \text{пр}}^*)$ и $\overline{F}_{\text{с.кр}} = f(T_{\Gamma, \text{пр}}^*)$.

4. Для одновального ТРД, имеющего в исходной расчетной точке (рис. 12.33, а) $n_0 = 100\%$, $\pi_{\kappa_0}^* = 10$, $T_{\Gamma_0}^* = 1400 \text{ K}$, $\pi_{\tau_0}^* = 2,64$, $\gamma_{\tau_0}^* = 0,91$ и $F_{\text{с.а}} = 0,098 \text{ м}^2$, из условия обеспечения заданной закономерности $\overline{n}_{\text{пр.г}} = f(\overline{T}_{\Gamma, \text{пр}}^*)$ (см. кривую 5 на рис. 14.3, в) рассчитать кривую потребного изменения площади $F_{\text{с.а}} = f(T_{\Gamma, \text{пр}}^*)$.

5. Задан закон регулирования площади $\overline{F}_{\text{с.кр}} = f(\overline{T}_{\Gamma, \text{пр}}^*)$ (см. кривую 2 на рис. 14.3, г). Определить соответствующую ему закономерность $\overline{n}_{\text{пр.г}} = f(\overline{T}_{\Gamma, \text{пр}}^*)$, если известно, что в исходной расчетной точке одновального ТРД $n_0 = 100\%$, $\pi_{\kappa_0}^* = 10$, $T_{\Gamma_0}^* = 1400 \text{ K}$, $\pi_{\tau_0}^* = 2,64$ и $\gamma_{\tau_0}^* = 0,91$ (характеристика компрессора дана на рис. 12.33, а).

6. Как изменится величина π_{κ}^* для одновального ТРД в САУ на земле при $M_{\text{пр}} = 0$ ($\pi_{\kappa_0}^* = 12$, $\gamma_{\kappa_0} = 0,85$, $T_{\Gamma_0}^* = 1200$, $\pi_{\tau_0}^* = 3,75$, $\gamma_{\tau_0}^* = 0,91$):

а) если площадь сопла увеличится на 10% ($F_{\text{с.а}} = \text{const}$) при: 1) $q(\lambda_{\text{вх}}) = \text{const}$; 2) $T_{\Gamma, \text{пр}}^* = \text{const}$;

б) если площадь соплового аппарата увеличится на 10% ($F_{\text{с.кр}} = \text{const}$) при: 1) $q(\lambda_{\text{вх}}) = \text{const}$; 2) $T_{\Gamma, \text{пр}}^* = \text{const}$ (КПД узлов предполагаются постоянными).

7. Определить зависимость $F_{\text{с.кр}} = f(T_{\text{н}}^*)$ в диапазоне изменения $T_{\text{н}}^*$ от 288 до 400 К из условия обеспечения следующих законов регулирования одновального ТРД на максимальном режиме:

а) $T_{\Gamma}^* = 1400 \text{ K} = \text{const}$, $n = 100\% = \text{const}$;

б) $T_{\Gamma}^* = 1400 \text{ K} = \text{const}$, $n_{\text{пр}} = 100\% = \text{const}$;

в) $T_{\Gamma}^* = 1400 \text{ K} = \text{const}$, $\Delta K_{\text{у}} = 16\% = \text{const}$;

г) $n = 100\% = \text{const}$, $\Delta K_{\text{у}} = 16\% = \text{const}$,

если задана характеристика компрессора (рис. 12.33, а) и известно, что в исходной расчетной точке $n_0 = 100\%$, $\pi_{\kappa_0}^* = 10$, $T_{\Gamma_0}^* = 1400 \text{ K}$, $\pi_{\tau_0}^* = 2,64$, $\gamma_{\tau_0}^* = 0,91$, $F_{\text{с.кр}_0} = 0,237 \text{ м}^2$.

8. Закон регулирования ТРД на максимальном режиме задан постоянной температурой $T_{\Gamma}^* = 1400 \text{ K}$ и зависимостью $F_{\text{с.кр}} = f(T_{\text{н}}^*)$ (рис. 14.26). Определить частоту вращения ротора при $T_{\text{н}}^* = 350$ и 420 K , если задана характери-

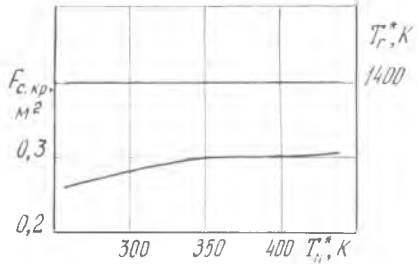


Рис. 14.26. Закон регулирования одновального ТРД

стика компрессора (рис. 12.33, а) и известно, что в исходной точке $n_0 = 100\%$, $\pi_{к_0}^* = 10$, $T_{г_0}^* = 1400$ К, $\pi_{т_0}^* = 2,64$, $\eta_{т_0}^* = 0,91$.

9. Дана характеристика компрессора с $T_{г,пр}^* = \text{var}$ и с нанесенными линиями совместной работы для различных площадей $F_{c,кр} = \text{var}$ (рис. 14.1). Определить потребное изменение площади $F_{c,кр} = f(T_{т}^*)$ при изменении $T_{т}^*$ в диапазоне от 288 до 450 К на максимальном режиме одновального ТРД из условия обеспечения заданного закона регулирования (рис. 14.27, а) $n = f(T_{т}^*)$ и $T_{г}^* = f(T_{т}^*)$.

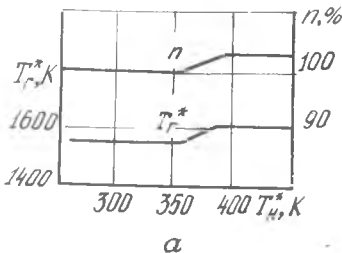
10. Даны обобщенные характеристики одновального ТРД с $F_{c,кр} = \text{var}$ (см. рис. 14.2, б). Рассчитать зависимость $P = f(T_{т}^*)$ при $H = 0$ ($\rho_H = 101325$ Па), $M_{п} = 0$ в диапазоне изменения температуры $T_{т}^*$ от 270 до 320 К для максимального режима ТРД, регулируемого по законам:

а) $T_{г}^* = 1400$ К = const, $n = 95\%$ = const;

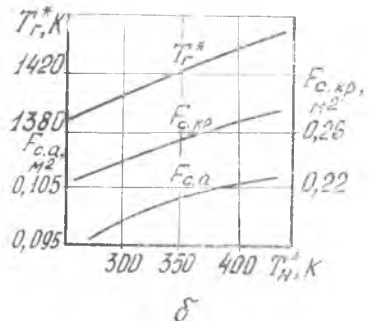
б) $T_{г}^* = 1400$ К = const, $n_{пр} = 95\%$ = const.

11. Даны характеристики одновального ТРД с $F_{c,кр} = \text{var}$ (см. рис. 14.9). Выбрать оптимальную программу регулирования $n = f(P)$ и $T_{г}^* = f(P)$ для условий $H = 11$ км, $M_{п} = 1$, обеспечивающую минимальный удельный расход топлива в диапазоне изменения тяги от 2500 до 1500 даН. Нанести соответствующую этой программе линию совместной работы на характеристику компрессора (рис. 14.1).

12. Даны обобщенные характеристики одновального ТРД с $F_{c,кр} = \text{var}$ (рис. 14.2, а). Выбрать закон регулирования на максимальном режиме $n = f(T_{т}^*)$ при $T_{г}^* = 1600$ К из условия обеспечения заданных значений взлетной тяги в САУ на земле при $M_{п} = 0$ ($P = 9500$ даН) и максимальной тяги $P = 4500$ даН при $H = 11$ км, $M_{п} = 2,2$ (изменение частоты n в диапазоне от $T_{т}^* = 288$ до 426 К принять линейным).



а



б

Рис. 14.27. Закон регулирования одновального ТРД с двумя (а) и тремя (б) регулирующими факторами

13. Для одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$, $F_{с.а} = \text{var}$, имеющего в исходной точке $n_0 = 100\%$, $T_{г0}^* = 1400$ К, $\pi_{г0}^* = 2,64$, $\eta_{г0}^* = 0,91$, определить требуемое изменение площадей $\overline{F}_{с.кр} = f(T_{г.пр}^*)$ и $\overline{F}_{с.а} = f(T_{г.пр}^*)$ в диапазоне $T_{г.пр}^*$ от 1400 до 900 К из условия обеспечения заданных значений $n_{пр.г} = n_{пр.г0} = \text{const}$, $\Delta K_y = 16\% = \text{const}$ (характеристика компрессора на рис. 12.33, а).

14. Максимальный режим одновального ТРД с тремя регулирующими факторами задан законом регулирования температуры $T_{г}^* = f(T_{н}^*)$ и площадей $F_{с.кр} = f(T_{н}^*)$, $F_{с.а} = f(T_{н}^*)$ (рис. 14.27, б). Определить соответствующее этому режиму положение линии совместной работы на характеристике компрессора (рис. 12.33, а) и кривую изменения частоты вращения $n = f(T_{н}^*)$, если известно, что в исходной точке при $T_{н}^* = 288$ К имеем $n_0 = 100\%$, $\pi_{к0}^* = 10$, $\eta_{г0}^* = 0,91$.

15. Для одновального ТРД, регулируемого из условия сохранения постоянной рабочей точки на характеристике компрессора, в САУ на земле при $M_{ц} = 0$ известны: $T_{г0}^* = 1600$ К, $\pi_{к0}^* = 12$, $\pi_{г0}^* = 2,58$, $\eta_{г0}^* = 0,91$. Определить, как изменятся площади $F_{с.а}$ и $F_{с.кр}$, если: а) $T_{н}^*$ увеличилась на 20% при $T_{г}^* = \text{const}$; б) $T_{г}^*$ снизилась на 20% при неизменных внешних условиях.

16. Как изменяются удельные параметры и тяга одновального ТРД, если при $T_{г}^* = \text{const}$ и неизменных внешних условиях площади $F_{с.кр}$ и $F_{с.а}$ увеличить на 10%? КПД узлов и коэффициенты потерь предполагаются постоянными.

Особенности турбовинтовых, турбовальных двигателей и турбореактивных двигателей с форсажными камерами

В предыдущей главе проанализированы особенности совместной работы узлов, регулирования и характеристик турбореактивных двигателей с несколькими регулирующими факторами. Гл. 15 является, по существу, продолжением гл. 14: в том же плане в ней анализируются ТВД (ТВаД), имеющие, как правило, два регулирующих фактора, и ТРДФ (ТРДДФ), имеющие три основных регулирующих фактора. Рассматриваются, кроме того, особенности расчета характеристик указанных двигателей.

§ 15.1. Особенности совместной работы узлов ТВД и ТВаД, их обобщенные характеристики

Как известно, турбовинтовые двигатели являются частным случаем турбовальных, которые получили широкое распространение и выполняются по различным схемам (§ 1.2). Здесь проанализированы особенности двигателей двух типичных схем: одновального ТВД (см. рис. 1.8) и турбовального двигателя со свободной турбиной (см. рис. 1.9). Проведенный анализ позволяет ответить на вопрос о причинах преимущественного применения ТВаД со свободной турбиной в качестве силовой установки вертолета.

15.1.1. Одновальный ТВД

Одновальный ТВД с винтом имеет два регулирующих фактора: расход топлива и угол установки винта φ_v . При изменении угла установки φ_v изменяется мощность, потребная для вращения винта, и, соответственно, коэффициент отбора мощности $\eta_{отб} \approx 1 - N_v/N_T$ (см. раздел 11.3.3), который входит в уравнение совместной работы узлов газогенератора (11.7).

Если $\varphi_v = 0$, то потребляемая винтом мощность близка к нулю, коэффициент отбора мощности $\eta_{отб} = 1$, и закономерности совместной работы узлов одновального ТВД по существу

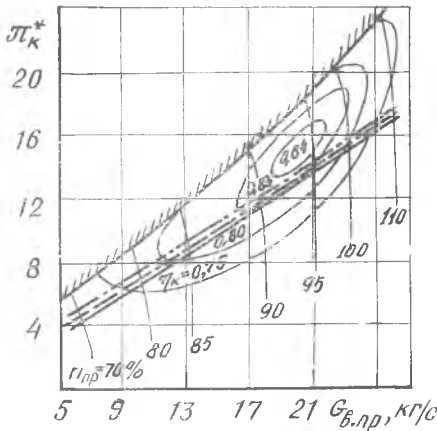


Рис. 15.1. Влияние $\eta_{отб}$ (ψ_v) на положение линии совместной работы: — $\eta_{отб} = 1$ ($\psi_v = 0$); - - - $\eta_{отб} = 0,9$ ($\psi_v > 0$); ···· $\eta_{отб} = 0,8$ ($\psi_v > \psi_v'$)

не отличаются от закономерностей совместной работы узлов одновального газогенератора, подробно рассмотренных в разделе 12.1.1. Если ψ_v увеличивается, то коэффициент отбора мощности снижается, правая часть уравнения (11.7) уменьшается при $\pi_k^* = \text{const}$, что ведет к снижению $q(\lambda_{вх})$ и смещению рабочей точки на характеристике компрессора влево к границе помпажа. Каждому значению ψ_v ($\eta_{отб}$) соответствует определенное положение линии совместной работы на характеристике компрессора (рис. 15.1).

Кроме того, положение линии совместной работы при $\eta_{отб} = \text{const}$ зависит от числа M_n вследствие того, что турбо-

винтовые двигатели работают при докритическом истечении газа из сопла. Изменение числа M_n и, соответственно, суммарной степени повышения давления рабочего тела приводит в этих условиях к изменению степени понижения давления газа в турбине (см. § 11.5), а величина π_T^* входит в уравнение совместной работы узлов газогенератора (11.7). Влияние числа M_n на положение линии анализируется в гл. 16.

Проведем физический анализ влияния угла установки винта при $n = \text{const}$ на положение рабочей точки на характеристике компрессора и основные данные одновального ТВД. С увеличением ψ_v увеличивается потребная мощность винта, а сумма мощностей винта и компрессора становится больше располагаемой мощности турбины. Из условия обеспечения баланса мощности увеличивается расход топлива G_T и, соответственно, температура газа перед турбиной. Вследствие увеличения степени подогрева газа T_T^*/T_K^* снижается пропускная способность камеры сгорания (11.3) и повышается давление p_K^* , т. е. степень повышения давления в компрессоре π_K^* (11.4). Рабочая точка на характеристике смещается к границе помпажа. Увеличение суммарной степени повышения давления в двигателе ведет к увеличению π_T^* и π_c . Работа и мощность турбины увеличиваются благодаря повышению не только T_T^* , но и π_T^* . Удельный расход топлива ТВД снижается, так как увеличение T_T^* и π_K^* приводит к повышению эффективного КПД двигателя.

Итак, положение рабочей точки на характеристике компрессора, все параметры газогенератора и основные данные одновального ТВД при неизменных внешних условиях определяются двумя независимыми переменными. При построении обобщенных характеристик в качестве независимых переменных целесообразно по ряду причин принимать регулирующие факторы G_T и φ_v . (В частности потому, что двигатель и винт разрабатываются отдельно: винт не является узлом двигателя — это самолетный агрегат, характеристики которого в процессе доводки двигателя могут быть неизвестны). Обычно характеристики строят в зависимости от частоты вращения ротора и температуры газа перед турбиной. В этом случае расчет и построение обобщенных характеристик целесообразно начинать с нанесения линий $T_{г.пр}^* = \text{const}$ на характеристику компрессора (11.5). Задаваясь рядом точек на этих линиях, можно рассчитать удельные параметры и основные данные двигателя (рис. 15.2).

Таким образом, закономерности совместной работы узлов и обобщенные характеристики одновального ТВД при $\varphi_v = \text{var}$ аналогичны закономерностям совместной работы узлов и характеристикам одновального ТРД при $F_{с.кр} = \text{var}$ (рис. 15.1 и 15.2 сравните соответственно с рис. 14.1 и 14.2, б). Действительно, увеличение φ_v (как и уменьшение $F_{с.кр}$) приводит к смещению линии совместной работы к границе помпажа, т. е. к уменьшению запасов устойчивой работы компрессора и к увеличению мощности на валу винта (тяги двигателя) при $n = \text{const}$. Однако отмеченная аналогия не полная. Например, при увеличении φ_v (снижении $F_{с.кр}$) степень понижения давления в турбине изменяется противоположно: в первом случае π_T^* увеличивается, а во втором — уменьшается. Кроме того, удельный расход топ-

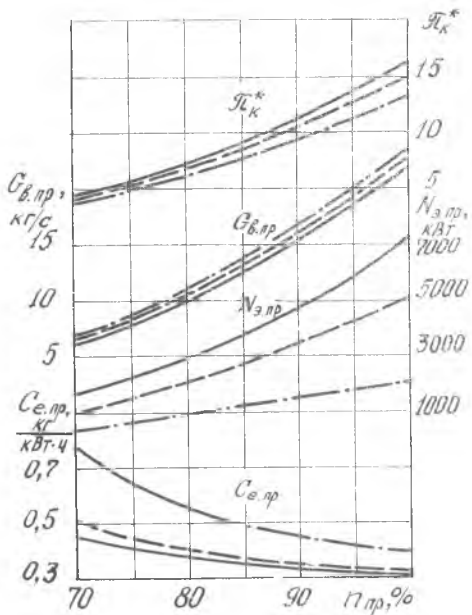


Рис. 15.2. Обобщенные характеристики одновального ТВД с изменяемым углом установки винта при $M_n = 0$: — — — $T_{г.пр}^* = 1700$, — — — — $T_{г.пр}^* = 1400$, — · — · — $T_{г.пр}^* = 1100$ К

191

лива в первом случае уменьшается, а во втором --- увеличивается.

15.1.2. ТВаД со свободной турбиной

Турбовальный двигатель со свободной турбиной (см. схему на рис. 1.9), используемый, например, в качестве силовой установки вертолета, имеет, как и одновальный ТВД, два регулирующих фактора (G_T и ϕ_B). Однако для совместной работы узлов этого двигателя характерны существенные особенности, которые легко установить, анализируя уравнение (11.7) для узлов газогенератора рассматриваемого двигателя.

Для этого случая степень понижения давления в турбине ВД, как показано в § 11.2, на основных рабочих режимах сохраняется практически постоянной. Кроме того, $\eta_{отб} = \eta_{отбВД} = 1$, так как мощность на привод винта от турбины ВД не отбирается. Тогда $A\sqrt{l_T B} = C$ и уравнение (11.7) принимает вид (11.7, а).

Как показано в 12.1.1, уравнение (11.7,а) выражается линией совместной работы на характеристике компрессора (рис. 15.3). Задаваясь рядом рабочих точек на этой линии, можно рассчитать параметры газогенератора, свободной турбины (при условии $\eta_{ТНД}^* = \text{const}$), сопла, удельные параметры и основные данные двигателя (рис. 15.4).

Таким образом, положение рабочей точки на характеристике компрессора, все параметры газогенератора и основные данные турбовального двигателя со свободной турбиной при неизменных внешних условиях практически однозначно определяются одной независимой переменной. Закономерности совместной работы узлов и обобщенные характеристики этого двигателя аналогичны закономерностям совместной работы узлов и характеристикам двигателя с одним регулирующим фактором (сравните рис. 15.4 и 12.7).

Второй регулирующий фактор (ϕ_B) практически не оказывает влияния на работу газогенератора, так как ротор турбины винта не имеет механической связи с ротором газогенератора и изменение угла ϕ_B при $T_T = \text{const}$ приводит только к изменению частоты вращения ротора свободной турбины из условия равенства потребной и располагаемой мощности (рис. 15.5).

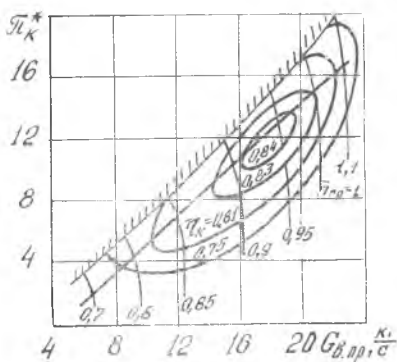


Рис. 15.3. Линия совместной работы на характеристике компрессора ТВаД со свободной турбиной

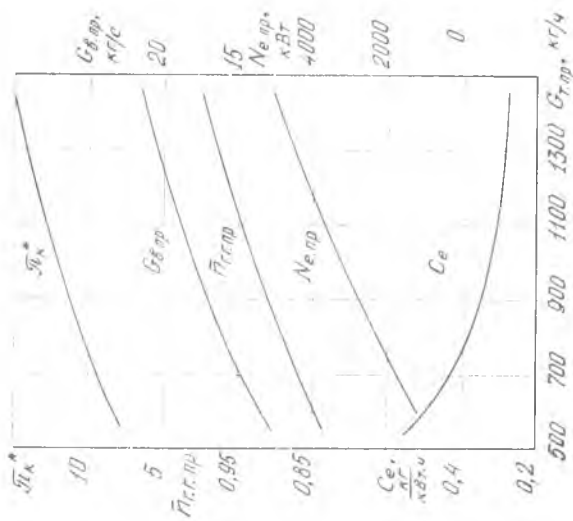


Рис. 15.4. Обобщенные характеристики ТВаД со свободной турбиной ($T_{Г_0}^* = 1400 \text{ K}$)

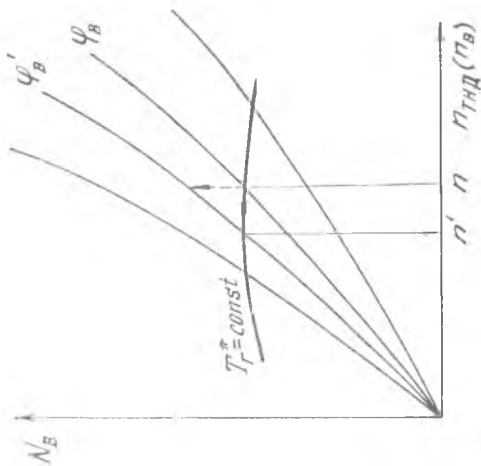


Рис. 15.5. Влияние угла установки вихря на частоту вращения ротора свободной турбины при $T_{Г*}^{*} = \text{const}$

Изменение частоты $n_{\text{ТНД}}$ при $T_{\text{г.пр}}^* = \text{const}$ сопровождается, однако, смещением положения рабочей точки на характеристике турбины НД, вследствие чего КПД турбины $\eta_{\text{ТНД}}^*$ не сохраняется постоянным. Пропорционально КПД изменяются мощность на выходном валу $N_{\text{в.пр}}$ и удельный расход топлива. Следовательно, основные данные турбовального двигателя со свободной турбиной зависят, строго говоря, от двух независимых переменных. При смещении рабочей точки на характеристике турбины НД не сохраняется постоянной, кроме того, пропускная способность этой турбины $q(\lambda_{\text{с.а}})_{\text{м.с.а}} F_{\text{с.а.нд}}$, вследствие чего изменяются (§ 11.2) степень понижения давления в турбине ВД $\pi_{\text{ТВД}}^*$ и положение линии совместной работы на характеристике компрессора. Таким образом, второй регулирующий фактор ($\varphi_{\text{в}}$), строго говоря, оказывает некоторое влияние и на совместную работу узлов газогенератора. Однако влияние это незначительно.

Из проделанного анализа следует вывод, что газогенератор турбовального двигателя со свободной турбиной является менее гибким объектом регулирования по сравнению с газогенератором одновального ТВД или ТРД с $F_{\text{с.кр}} = \text{var}$. Например, частота вращения $n_{\text{гг}}$ и температура $T_{\text{г}}^*$ этого двигателя не могут оптимизироваться из условия обеспечения $C_{\text{уд min}}$ на крейсерском режиме пониженной мощности, как на одновальном ТРД с $F_{\text{с.кр}} = \text{var}$ (см. раздел 14.1.3).

Однако отсутствие механической связи между турбинами компрессора и винта обуславливает важные преимущества этого двигателя как силовой установки вертолета по сравнению с одновальным ТВД. Прежде всего, частота вращения свободной турбины выбирается на 20...30% меньше частоты вращения газогенератора, что позволяет выполнить редуктор с соответственно меньшим передаточным отношением и с существенно меньшей массой. Кроме того, благодаря отсутствию механической связи между турбинами облегчается запуск такого двигателя. Наконец, одно из главных преимуществ ТВд со свободной турбиной заключается в том, что он обеспечивает более надежное пилотирование вертолета на режимах максимальной мощности (или близких к ним). Дело в том, что в системе управления вертолета «шаг—газ», которая получила широкое распространение [24], непосредственно углом

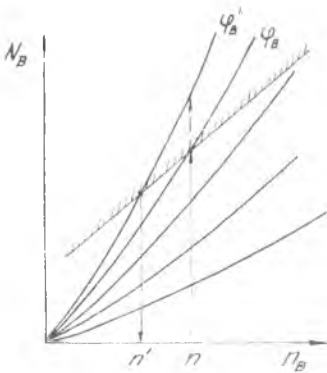


Рис. 15.6. Влияние угла установки винта на выходную мощность $N_{\text{в}}$ при работе одновального двигателя на режиме ограничения

установки рычага управления задаются шаг винта и режим работы (газ). В случае, если одновальный двигатель работает на максимальном режиме, ограниченном величиной $T_{г\max}^*$ (рис. 15.6), то дальнейшее увеличение шага винта приводит не к увеличению, а к уменьшению мощности, что недопустимо по условиям безопасности. Поэтому работа на режимах ограничения недопустима, и одновальный ТВД переразмеривают по мощности. В случае ТВаД со свободной турбиной такая ошибка пилотирования приводит только к изменению частоты вращения $n_{тнд}$ (см. рис. 15.5).

К недостаткам ТВаД со свободной турбиной следует отнести большее время приемистости (перехода с режима малого газа на максимальный). Одновальный двигатель на пониженных режимах регулируется обычно из условия $n = \text{const}$, что и обеспечивает ему меньшее время приемистости.

§ 15.2. Особенности регулирования и характеристик одновального ТВД и ТВаД со свободной турбиной

Особенности регулирования и характеристик турбовинтовых и турбовальных двигателей анализируются здесь на примере двигателей двух типичных схем, совместная работа узлов и обобщенные характеристики которых рассмотрены в предыдущем параграфе.

15.2.1. Особенности регулирования

Одновальный ТВД. Он имеет два регулирующих фактора (G_T и φ_v). Режим его работы определяется двумя параметрами, в качестве которых целесообразно принимать температуру газа перед турбиной и частоту вращения ротора. На двигателе необходимо иметь два регулятора, с помощью которых поддерживаются заданные значения этих параметров в различных условиях эксплуатации на различных режимах.

Наибольшее распространение получили системы регулирования, в которых частота вращения ротора регулируется путем изменения угла установки винта: $\varphi_v \rightarrow n$. (Причем для обеспечения хорошей приемистости принимается $n = \text{const}$ на всех режимах). Температура T_g^* регулируется косвенно путем изменения расхода топлива в зависимости, например, от p_n^* и T_n^* (раздел 13.1.3).

Взаимодействие двигателя и винта с регуляторами частоты вращения ротора и расхода топлива показано на структурной схеме (рис. 15.7). На постоянном режиме двигатель регулируется по закону: $n = \text{const}$, $G_T = f(p_n^*, T_n^*)$. Закон подачи топлива, как показано в 15.2.2, выбирается из условия обеспечения

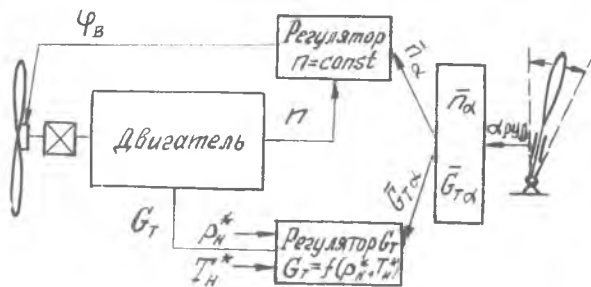


Рис. 15.7. Структурная схема регулирования одно-вального ТВД

наивыгоднейших характеристик. При перестановке рычага управления двигателя (при переходе с режима на режим) расход топлива изменяется по определенной программе $G_T = f(\alpha_{руд})$ при $n = \text{const}$. Например, при уменьшении $\alpha_{руд}$ (снижение режима) регулятором расхода топлива уменьшается G_T , соответственно снижается температура T_T^* и располагаемая мощность турбины становится меньше мощности компрессора и винта, что ведет к снижению частоты вращения ротора. Из условия $n = \text{const}$ регулятором частоты вращения ротора уменьшается угол установки винта. Так обеспечивается баланс мощности на различных режимах при $n = \text{const}$.

ТВД со свободной турбиной как СУ вертолета. Такой двигатель также имеет два регулируемых фактора (G_T и Φ_B). Однако угол установки винта, как показано в 15.1.2, практически не оказывает влияния на работу газогенератора, который имеет, следовательно, один регулирующий фактор. Режим работы газогенератора определяется одним параметром и поддерживается одним регулятором.

Применяются различные системы регулирования силовых установок вертолета [24]. Суть наиболее распространенной системы «шаг—газ» (рис. 15.8) сводится к следующему: при изменении угла установки рычага управления $\alpha_{руд}$ непосредственно изменяется угол установки винта (шаг) и одновременно перенастраивается регулятор, т. е. изменяется параметр режима (газ).

Если в качестве параметра режима принята частота вращения ротора газогенератора, то осуществляется, как правило, ее замкнутое регулирование: $G_T \rightarrow n_{гг}$. Если же в качестве параметра режима принята T_T^* , то во многих случаях осуществляется ее косвенное регулирование путем изменения расхода топлива (раздел 13.1.3). Закон регулирования температуры газа T_T^* и, соответственно, G_T выбирается из условия обеспечения потребной мощности, как показано в следующем разделе.

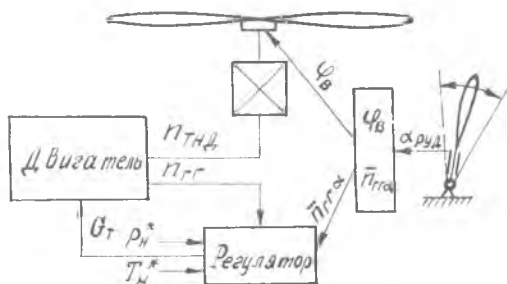


Рис. 15.8. Структурная схема регулирования ТВаД со свободной турбиной как силовой установки вертолета

15.2.2. Особенности характеристик

Дроссельные характеристики. Поскольку газогенератор ТВаД со свободной турбиной имеет один регулирующий фактор (G_T), то перейти с максимального режима на крейсерский можно только за счет уменьшения расхода топлива. При этом практически все параметры двигателя изменяются так же, как и на турбореактивном двигателе с одним регулирующим фактором (раздел 13.3.1):

$$G_T \downarrow \rightarrow T_T^* \downarrow \rightarrow L_{ТВД} \downarrow, \quad T_{ТВД}^* \downarrow \rightarrow L_K \downarrow, \quad \pi_K^*, \quad T_K^* \downarrow, \quad n \downarrow, \\ G_v \downarrow \rightarrow p. \text{ т. } \swarrow \rightarrow p_i^*, \quad T_i^* \downarrow \rightarrow \pi_{ТНД}^* \downarrow, \quad L_{ТНД} \downarrow \rightarrow N_v \downarrow \rightarrow C_e \uparrow.$$

Дроссельная характеристика ТВаД при САУ не отличается от обобщенных характеристик, показанных на рис. 15.4.

На одновальном ТВД переход с максимального режима на крейсерский осуществляется, как отмечалось в 15.2.1, при $n = \text{const}$ за счет снижения расхода топлива и одновременного уменьшения угла установки винта. Соответственно уменьшается T_T^* , снижается π_K^* вследствие увеличения пропускной способности камеры сгорания, рабочая точка на характеристике компрессора смещается вниз. В результате уменьшаются параметры, характеризующие турбину (π_T^* , L_T , N_T) и мощность на выходном валу N_v .

Таким образом, дроссельная характеристика одновального ТВД заметно отличается от дроссельной характеристики ТВаД со свободной турбиной: рабочие точки на характеристиках компрессоров перемещаются в разные стороны (сравните рис. 15.1 и 15.3). Соответственно при снижении режима в системе одновального ТВД расход воздуха не снижается, и даже незначительно увеличивается (рис. 15.9). Основные данные двигателя изменяются в обоих случаях качественно одинаково: при сниже-

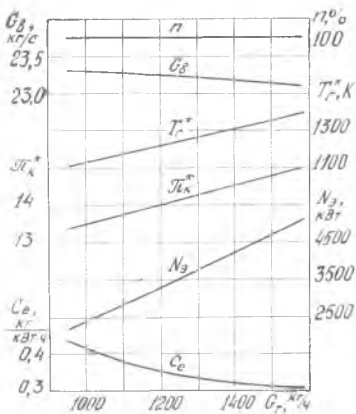


Рис. 15.9. Дроссельная характеристика одновального ТВД при САУ, $H=0$, $M_p=0$

$= \text{const}$. С увеличением T_n практически все параметры двигателя изменяются так же, как и на турбореактивном двигателе с одним регулирующим фактором! (см. анализ Б-методом в 13.3.2):

$$\pi_{\text{ТВД}}^* = \text{const}, L_{\text{ТВД}} = \text{const}, T_{\text{ТВД}}^* = \text{const} \rightarrow I_K = \text{const},$$

$$\pi_K^* \downarrow, T_K^* \uparrow \rightarrow p \cdot T \cdot \downarrow \rightarrow n_{\text{пр}} \downarrow, q(\lambda_{\text{вх}}) \downarrow,$$

$$G_v \downarrow \rightarrow p_i^* \downarrow \rightarrow \pi_{\text{г}}^* \downarrow \rightarrow \pi_{\text{ТНД}}^* \downarrow, L_{\text{ТНД}} \downarrow \rightarrow N_{\text{в,уд}} \downarrow \rightarrow N_v \downarrow \rightarrow C_e \uparrow.$$

Таким образом, с увеличением T_n при $T_{\text{г}}^* = \text{const}$ мощность на выходном валу ТВД уменьшается, и тяговые характеристики двигателя в летних условиях значительно ухудшаются.

С целью получения приемлемых взлетных характеристик двигатель проектируют таким образом, чтобы максимальная мощность обеспечивалась при повышенной температуре $T_{\text{ногр}}$. А при $T_n < T_{\text{ногр}}$ (в зоне ограничения мощности) закон регулирования расхода топлива выбирают из условия $N_v = N_{v \text{ max}}$. В зимних условиях, следовательно, мощность ограничивается, как и на турбореактивном двигателе, путем снижения температуры газа перед турбиной и всех остальных параметров двигателя (рис. 15.10).

С изменением p_n при $T_{\text{г}}^* = \text{const}$ удельные параметры ТВД, как и ТРДД (раздел 13.3.2), не изменяются, а давление p_i^* во всех сечениях проточной части, G_v , $G_{\text{т}}$ и N_v изменяются пропорционально p_n . Во многих случаях на турбовинтовых и турбовальных двигателях вводится ограничение мощности по давлению

или мощности удельный расход топлива монотонно увеличивается, что объясняется снижением эффективного КПД.

Подчеркнем, что программа регулирования $n = \text{const}$ не позволяет использовать возможности одновального ТВД как более гибкого объекта регулирования в плане обеспечения минимального удельного расхода топлива на крейсерских режимах длительной работы.

Климатические характеристики. Рассмотрим их на примере ТВД со свободной турбиной: проанализируем влияние температуры наружного воздуха на параметры двигателя при $T_{\text{г}}^* =$

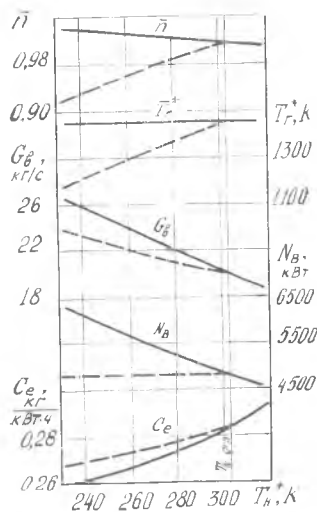


Рис. 15.10. Климатические характеристики ТВаД со свободной турбиной при $H=0$, $M_n=0$, $p_n=101,3$ кПа:

— — — — — $T_r^* = \text{const}$; — — — — — $N_n = \text{const}$

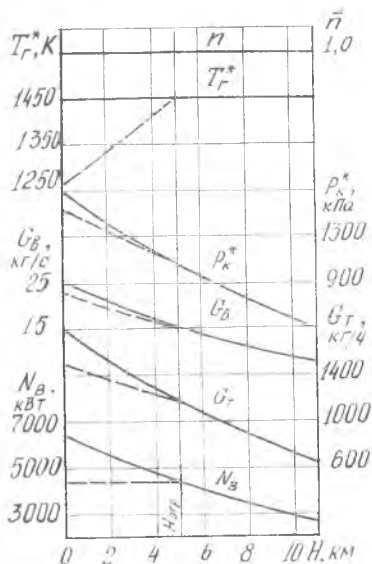


Рис. 15.11. Высотные характеристики одновального ТВД в САУ при $M_n=0,5$. Обозначения по рис. 15.10

нию наружного воздуха, которое рассмотрено при анализе высотных характеристик.

Высотные характеристики. Проанализируем их на примере одновального ТВД. Пусть режим работы такого двигателя задается условием: $n = \text{const}$, $T_r^* = \text{const}$. При этом сохраняется практически постоянной и работа компрессора. Поэтому с увеличением высоты вследствие снижения температуры T_n повышается π_k^* . Соответственно повышаются π_2 и $\pi_{T_1}^*$. Это приводит к увеличению работы турбины и удельной мощности. Эффективный КПД двигателя повышается, а удельный расход топлива снижается благодаря увеличению π_k^* .

Однако преобладающее влияние на выходные параметры двигателя оказывает давление p_n (см. разделы 13.3.2 и 13.3.3), снижение которого приводит к уменьшению расхода воздуха и топлива, а также мощности на валу винта.

При принятом законе регулирования ($n = \text{const}$, $T_r^* = \text{const}$) мощность двигателя в высотных условиях значительно меньше, чем в земных (рис. 15.11). В этом случае определяющими по прочности двигателя и редуктора, а следовательно и по их массе, являются земные режимы работы. В высотных условиях

длительной работы двигатель и редуктор будут пере-тяжеленными. Чтобы исправить этот недостаток, на турбовинтовых и турбовальных двигателях, служащих силовыми установками самолетов и вертолетов, часто применяют закон регулирования расхода топлива $G_T = f(p_n^*, T_n^*)$, а следовательно и температуры газа $T_T = f(H)$, обеспечивающий поддержание примерно постоянной мощности до определенной высоты $H_{огр}$, которую называют высотой ограничения. В этом случае область возможных высот полета делится на две характерные зоны: зону ограничения мощности ($H < H_{огр}$) и зону вне ограничения ($H > H_{огр}$).

Скоростные характеристики. Проанализируем их на примере ТВаД со свободной турбиной, режим работы которого задается условием $T_T^* = \text{const}$. С увеличением $V_{п}$ почти все параметры двигателя изменяются так же, как и на турбореактивном двигателе (см. анализ Б-методом в разделе 13.3.4):

$$\begin{aligned} V_{п} \uparrow (T_n^* \uparrow, \pi_V \uparrow, p_{вх}^* \uparrow) &\rightarrow \pi_{ТВД} = \text{const}, L_{ТВД} = \text{const}, \\ T_{ТВД}^* = \text{const} &\rightarrow L_k = \text{const}, \pi_k^* \downarrow, T_k^* \uparrow \rightarrow q_T \downarrow \rightarrow \pi_{\Sigma} \uparrow \rightarrow p_i^* \uparrow \rightarrow \\ &\rightarrow G_v \uparrow \rightarrow \pi_c \uparrow \rightarrow \pi_{ТНД}^* \uparrow, L_{ТНД} \uparrow \rightarrow N_{в.уд} \uparrow \rightarrow N_v \uparrow \rightarrow C_e \downarrow. \end{aligned}$$

Подчеркнем, что увеличение π_{Σ} приводит к увеличению π_c и $\pi_{ТНД}^*$, вследствие чего увеличивается работа $L_{ТНД}$ и, следовательно, удельная мощность $N_{в.уд}$. Мощность на валу N_v увеличивается, кроме того, благодаря увеличению расхода воздуха через двигатель. Удельный расход топлива C_e снижается (рис. 15.12) как из-за увеличения $N_{в.уд}$, так и из-за снижения q_T (8.19).

Снижение C_e и повышение $C_{уд}$ (см. рис. 13.13) по $V_{п}$ не означает, что преимущество ТВД по удельному расходу топлива увеличивается с увеличением скорости полета. Наоборот, это преимущество, которое ТВД по сравнению с ТРД имеют на небольших скоростях, уменьшается с увеличением $V_{п}$. Несоответствие этого вывода зависимостям, приведенным на рис. 15.12 и 13.13, объясняется просто: величины C_e и $C_{уд}$ несравнимы, поскольку при их определении расход топлива отнесен в первом случае к мощности, а во втором — к тяге.

Такой же вывод следует сделать и в отношении тяговых характеристик сравниваемых двигателей: преимущество ТВД по тяге на небольших скоростях снижается с увеличением $V_{п}$ (рис. 15.13).

Причины такого изменения удельных параметров, характеризующих тяговые и экономические характеристики ГТД, были подробно рассмотрены в § 7.4. Выводы, сделанные там для проектируемого двигателя, целиком относятся и к выполненному двигателю.

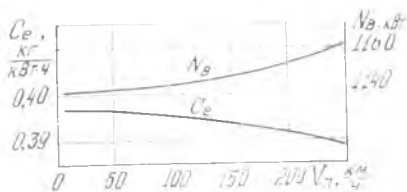


Рис. 15.12. Скоростные характеристики ГВад со свободной турбиной в САУ при $T_{г^*} = 1450$ К, $H = 3$ км

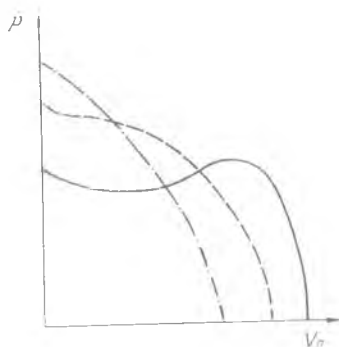


Рис. 15.13. Сравнение тяговых характеристик $P = f(V_T)$ для ТВД (— · — · —), ТРДД (---) и ТРД (—) при G_{a10} (G_{T0}) = const

§ 15.3. Особенности совместной работы узлов ТРД(Д)Ф. Их обобщенные характеристики

Введем понятие эквивалентной площади сопла, позволяющее рассмотренные в гл. 14 закономерности совместной работы узлов двигателей с регулируемым соплом распространить на эти же двигатели с форсажными камерами (15.3.1). Турбореактивные двигатели с форсажными камерами являются сложными объектами исследования, поэтому прежде чем описывать их характеристики или излагать вопросы выбора законов и программ регулирования, сделаем предварительный общий анализ влияния основных параметров режима на их тягу (15.3.2).

15.3.1. Особенности совместной работы узлов

Турбина, форсажная камера и сопло в системе, например, одновального ТРДФ с регулируемым соплом (см. рис. 1.15) связаны условием неразрывности потока $G_{с.кр} = G_{г.в.с.}$. Выражая расходы газа через его давление и температуру в критических сечениях сопла и соплового аппарата, аналогично тому, как это сделано в § 11.2, и принимая те же допущения, получим

$$\frac{F_{в.кр}}{F_{с.а}} q(\lambda_{с.кр}) = \pi_{г^*} \sqrt{T_{ф}^*/T_{г^*}}$$

Это уравнение отличается от соответствующего уравнения неразрывности для двигателя без форсажной камеры только тем,

что вместо T_T^* в него входит T_Φ^* . Введем температуру T_T^* , после преобразования получим

$$\frac{F_{с.кр} q(\lambda_{с.кр})}{F_{с.э} \sqrt{T_\Phi^*/T_T^*}} = \pi_T^* \sqrt{1 - l_T}. \quad (15.1)$$

Из (15.1) следует, что π_T^* зависит от степени подогрева газа в форсажной камере: с увеличением T_Φ^*/T_T^* , как и при снижении $F_{с.кр}$, π_T^* уменьшается, что объясняется уменьшением пропускной способности форсажной камеры и сопла. Поэтому влияние T_Φ^*/T_T^* и $F_{с.кр}$ можно обобщить, если ввести понятие эквивалентной площади сопла

$$F_{с.э} = \frac{F_{с.кр}}{\sqrt{T_\Phi^*/T_T^*}}.$$

Тогда

$$\frac{F_{с.э} q(\lambda_{с.кр})}{F_{с.э}} = \pi_T^* \sqrt{1 - l_T}. \quad (15.1, а)$$

Уравнение (15.1, а) аналогично уравнению (11.2, а), соответственно *совместная работа турбины, форсажной камеры и сопла аналогична совместной работе турбины и сопла в системе нефорсированного двигателя: изменение эквивалентной площади $F_{с.э}$ ТРДФ оказывает на величину π_T^* такое же влияние, как и изменение $F_{с.кр}$ ТРД. Однако снижение эквивалентной площади может быть обеспечено как за счет уменьшения геометрической площади, так и за счет увеличения степени подогрева газа в форсажной камере.*

Положение линии совместной работы на характеристике компрессора одновального ТРДФ с регулируемым соплом при сверхкритическом истечении газа из сопла однозначно определяется величиной эквивалентной площади сопла $F_{с.э}$, газогенератор рассматриваемого двигателя, как и ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$, имеет только две независимые переменные (несмотря на то, что двигатель имеет три регулирующих фактора — G_T , $F_{с.кр}$, $G_{Т.ф}$), поскольку два фактора ($F_{с.кр}$ и $G_{Т.ф}$) обобщаются и оказывают по существу одинаковое влияние на газогенератор — изменяют пропускную способность за турбиной. Поэтому на одновальном ТРДФ с $F_{с.кр} = \text{var}$ в качестве параметров режима (регулирования) могут быть приняты только два параметра газогенератора, например n и T_T^* , и один параметр форсажной камеры, например T_Φ^* или α_Σ .

Итак, совместная работа узлов газогенератора одновального ТРДФ не отличается от совместной работы узлов одноваль-

ного ТРД с регулируемым соплом, которая была подробно проанализирована в гл. 14.

Сделанный вывод относится соответственно к ТРДДФсм и ТРДДсм с $F_{c,кр} = \text{var}$. Поэтому рассмотренные в гл. 14 закономерности и особенности совместной работы узлов двигателей с регулируемыми площадями характерных сечений относятся и к этим двигателям с форсажными камерами.

Подчеркнем, что в системе двухвальных ТРДДФ и ТРДФ эквивалентная площадь сопла практически не влияет на совместную работу узлов газогенератора ВД, как и геометрическая площадь сопла в системе двухвальных ТРДД и ТРД (см. § 14.3). Поэтому газогенератор ВД этих двигателей имеет по существу один регулирующий фактор (одну независимую переменную), и в качестве параметров режима (регулирования) двигателя можно принять только один параметр этого газогенератора, например, $n_{ВД}$ или $T_{г.}^*$.

15.3.2. Анализ влияния параметров режима на тягу

Из анализа, сделанного в 15.3.1, следует, что приведенные к САУ параметры турбокомпрессоров двигателей с форсажными камерами зависят только от двух переменных ($T_{г.пр}^*$ и $F_{c,э}$). Приведенные значения тяги и удельного расхода топлива при заданном числе $M_{п}$ зависят еще и от параметра форсажной камеры, в качестве которого могут приниматься, например, величины $T_{ф.пр}^*$, $T_{ф}^*/T_{см}^*$ или $G_{т.ф.пр}$. Такие зависимости для одновального ТРДФ представлены на рис. 15.14 (параметры газогенератора этого двигателя были показаны на рис. 14.1 и 14.2).

Из анализа обобщенных характеристик следует, что двигатель с форсажной камерой является достаточно сложным объектом исследования. Например, тяга такого двигателя может быть повышена за счет увеличения: степени подогрева газа в форсажной камере, температуры газа перед турбиной или площади сопла. Ее можно увеличить также путем одновременного изменения двух или всех трех перечисленных параметров.

Повышение тяги за счет увеличения степени подогрева газа $T_{ф}^*/T_{см}^*$ для проектируе-

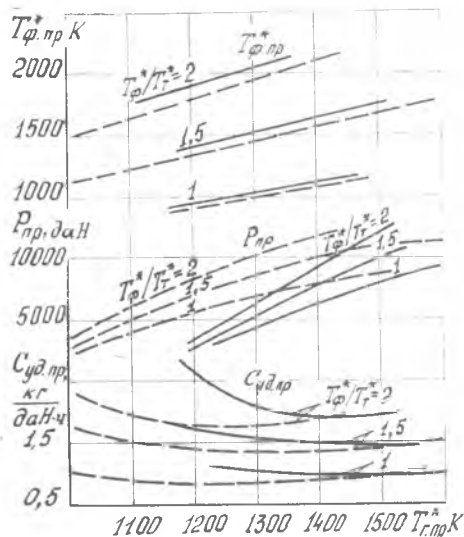


Рис. 15.14. Обобщенные характеристики ($T_{н}^* = 288 \text{ K}$, $P_{н}^* = 101,3 \text{ кПа}$) одновального ТРДФ с $F_{c,кр} = \text{var}$ при $M_{п} = 0$: ($T_{г.0}^* = 1600 \text{ K}$, $\pi_{к.0}^* = 12$): — — $F_{c,э} = 0,229 \text{ м}^2$; - - - - $\delta F_{c,э} = +20\%$)

мого двигателя при $T_g^* = \text{const}$ было подробно рассмотрено в гл. 9. Чтобы обеспечить такое же повышение тяги на выполненном двигателе, необходимо при увеличении $T_{\phi}^*/T_{\text{см}}^*$ сохранять постоянную эквивалентную площадь сопла, т. е. геометрическую площадь изменять пропорционально $|T_{\phi}^*/T_{\text{см}}^*|$. При этом положение рабочих точек на характеристиках компрессоров и все параметры турбокомпрессоров сохраняются неизменными, включая расход воздуха через двигатель. Тогда степень форсирования

$$\bar{P}_{\phi} = \frac{P_{\phi}}{P} = \frac{P_{\text{уд.}\phi}}{P_{\text{уд}}}$$

и определяется уравнением (9.11), а полученные в § 9.2 закономерности влияния $T_{\phi}^*/T_{\text{см}}^*$ на \bar{P}_{ϕ} и $C_{\text{уд.}\phi}$ сохраняются в силе и для выполненного двигателя.

Если в системе одновального ТРДФ степень подогрева газа в форсажной камере $T_{\phi}^*/T_{\text{т}}^*$ увеличить при $F_{\text{с.кр}} = \text{const}$ и $n = \text{const}$, то эквивалентная площадь сопла уменьшится, соответственно уменьшится пропускная способность форсажной камеры и степень понижения давления в турбине. Из условия баланса мощности увеличится температура газа перед турбиной и, следовательно, снизится пропускная способность основной камеры сгорания, повысится давление за компрессором, рабочая точка на характеристике компрессора сместится вверх (снизится запас устойчивой работы $\Delta K_{\text{у}}$), увеличится $\tau_{\text{к}}^*$ и соответственно $\pi_{\text{с}}$. В результате степень форсирования \bar{P}_{ϕ} повысится более значительно (рис. 15.15), так как в рассматриваемом случае подвод тепла увеличивается не только в форсажной, но и в основной камере сгорания. Такое форсирование одновального ТРДФ в некоторых случаях целесообразно, хотя и сопровождается снижением запасов устойчивой работы компрессора.

Повышение тяги за счет одновременного увеличения T_g^* и T_{ϕ}^* может быть достигнуто при $F_{\text{с.э}} = \text{const}$ (см. рис. 15.14). Если принять еще и $T_{\phi}^*/T_{\text{т}}^* = \text{const}$, то сохраняется неизменной и геометрическая площадь сопла. При этом тяга увеличивается значительно, по сравнению с увеличением ее на нефорсированных режимах, а удельный расход топлива снижается.

Если влияние температуры T_g^* рассматривать при $T_{\phi}^* = \text{const}$ и $F_{\text{с.э}} = \text{const}$, то с увеличением T_g^* потребуется уменьшение площади сопла $F_{\text{с.кр}}$ вследствие снижения степени подогрева газа в форсажной камере. При этом тяга увеличится менее значительно, чем в предыдущем случае, а удельный расход топлива снизится более существенно.

В двух последних случаях положение линии совместной работы на характеристике компрессора одинаково для форсированных и нефорсированных режимов, поскольку режимы работы газогенератора изменяются при условии постоянной эквивалентной площади сопла.

В гл. 9 показано, что для обеспечения максимальной тяги и минимального удельного расхода топлива форсаж необходимо выполнять при максимальной температуре газа перед турбиной. Поэтому в следующем параграфе характеристики ТРДДФ и ТРДФ рассматриваются при условии работы турбокомпрессора на максимальном режиме ($T_g^* = T_{g \text{ макс}}^*$) и в большинстве случаев при $F_{\text{с.э}} = \text{const}$.

Влияние площади сопла $F_{\text{с.кр}}$ на тягу зависит от положения рабочей точки на характеристике компрессора и соответственно от числа $M_{\text{п}}$ (см. гл. 14). При высоких $n_{\text{пр}}$, т. е. в условиях взлета и при малых скоростях полета на больших высотах, а также при низких $n_{\text{пр}}$, т. е. при числах $M_{\text{п}}$, близких к предельным, регулирование $F_{\text{с.кр}}$ ТРДФ неэффективно. В первом случае

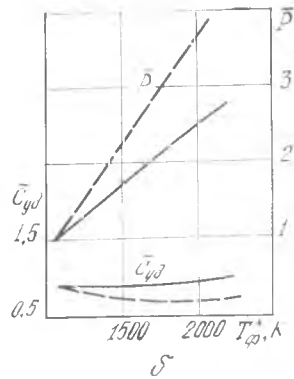
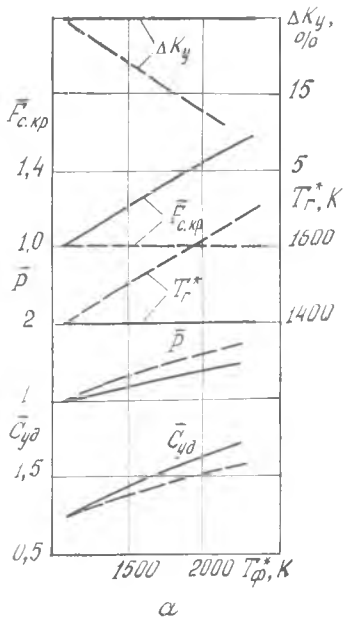


Рис. 15.15. Влияние закона регулирования газогенератора одно-
овального ТРДФ на тягу и удельный расход топлива при работе
двигателя на форсированных режимах при $M_n=0$ (а) и $M_n=$
 $=2,2$ (б):

— — — $T_{г*}^* = \text{const}, F_{c,э} = \text{const}$; - - - - $n = \text{const}, F_{c,кр} = \text{const}$

это объясняется снижением КПД компрессора и невозможностью существенного увеличения расхода воздуха при увеличении $F_{c,кр}$, во втором — снижением отношения $\pi_{г*}^*/\pi_{г*}^*$ и, следовательно, удельной тяги с увеличением $F_{c,кр}$ в условиях работы двигателя при низких теплоподводах. (На ТРД при этом снижается, кроме того, теплоподвод к каждому килограмму рабочего тела вследствие увеличения температуры $T_{г*}^*$). Поэтому имеется диапазон частот вращения ротора и соответственно чисел M_n , в котором влияние площади сопла максимально.

Для ТРДД и ТРДДФ этот диапазон уменьшается вследствие дополнительных потерь, связанных с неоптимальным распределением энергии между контурами: при снижении $n_{пр}$ отношение работы, переданной в наружный контур, к работе цикла увеличивается и становится больше оптимального. Увеличение площади сопла сопровождается дальнейшим увеличением этого отношения, что приводит к увеличению потерь, связанных с передачей энергии из внутреннего контура в наружный, а также потерь на смешение потоков в ТРДДФсм. В результате снижаются КПД двигателя и эффективность двигателя в целом. Чем больше m_0 , тем интенсивнее растут параметры двигателя m и x при снижении $T_{г*}^*$. Поэтому при $m_0 > 2...3$ распределение энергии между контурами ТРДД становится неоптимальным даже при незначительном снижении $n_{пр}$, а регулирование $F_{c,кр}$ — малоэффективно практически при любых скоростях полета.

На рис. 15.16 показано, что увеличение площади сопла одноовального ТРДФ на 30% в условиях $M_n=2,2, H \geq 11$ км приводит к увеличению тяги

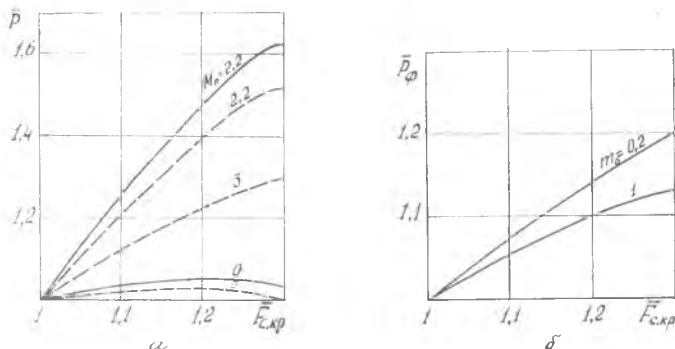


Рис. 15.16. Влияние площади сопла на тягу одновального ТРДФ с $\pi_{k0}^* = 12$ (а) и двухвального ТРДДФсм с $\pi_{k0}^* = 25$, $M_n = 2,2$ (б) при $T_r^* = 1600$ К:
 — — — — режим полного форсажа ($\alpha_y = 1,2$);
 - - - - - нефорсированный режим

на 50% на максимальном режиме и на 62% на режиме форсажа ($\alpha_y = 1,2$). В работе [40] показано, что примерно такое же увеличение тяги обеспечивается в схеме одновального ТРДДФсм с невысокой степенью двухконтурности ($m_0 = 0,3$). Регулирование $F_{с.кр}$ одновального ТРДФ сопровождается при этом повышенном запасах устойчивой работы ΔK_y .

В случае двухвальных ТРДФ и ТРДДФсм с увеличением $F_{с.э}$ при $T_{r,пр}^* = \text{const}$ положение линии совместной работы на характеристике компрессора НД изменяется неодинаково: смещается вверх на ТРДФ, вниз — на ТРДДФсм. Соответственно изменяются запасы устойчивой работы и, как правило, снижается КПД компрессора (особенно в случае ТРДДФсм). Поэтому для обеспечения потребных запасов устойчивой работы и максимальной эффективности ТРДФ необходимо одновременно с увеличением $F_{с.э}$ дополнительно регулировать площадь соплового аппарата турбины НД, а на ТРДДФсм — площадь сечения на выходе из наружного контура F_{II} . Потребный диапазон регулирования F_{II} зависит от λ_{II0} (см. § 12.5), с увеличением λ_{II0} он уменьшается. При $\lambda_{II0} = 0,4 \dots 0,5$ потребность в регулировании практически отпадает [40].

Из проделанного анализа следует, что для получения максимальной тяги характеристики двигателя необходимо оптимизировать по площади сопла. Такая оптимизация показала [40], что в условиях $M_n = 2,35$, $H \geq 11$ км при оптимальном увеличении площади критического сечения сопла, равном 20—30%, тяга ТРДДФсм повышается примерно на 20% при $m_0 = 0,2$ и на 12% при $m_0 = 1$.

§ 15.4. Особенности характеристик и регулирования турбореактивных двигателей с форсажными камерами

Чтобы выявить принципиальные особенности характеристик турбореактивных двигателей с форсажными камерами, сравним их с характеристиками этих двигателей без форсажных камер

при наиболее простых законах и программах регулирования (15.4.1). Затем рассмотрим особенности регулирования этих двигателей, а также влияние регулирования на характеристики (15.4.2).

15.4.1. Особенности характеристик ТРД(Д)Ф

Климатические и высотные характеристики турбореактивных двигателей на форсированных режимах аналогичны характеристикам этих двигателей на нефорсированных режимах. Объясняется это тем, что при изменении температуры и давления наружного воздуха, а также высоты полета, параметры рабочего процесса изменяются в сравнительно нешироких пределах (см. § 13.3), поэтому качественно одинаково изменяется эффективность использования тепла, подведенного к рабочему телу на рассматриваемых режимах.

Скоростные характеристики. На форсированных режимах они существенно отличаются от характеристик этих двигателей на нефорсированных режимах (рис. 15.17). Это объясняется тем, что при увеличении скорости полета от нуля до предельной величины $V_{н.пр.}$, т. е. при изменении в широких пределах температуры T_n^* и степени повышения давления в воздухозаборнике π_v , во-первых, принципиально по-разному изменяется теплоподвод в основной и форсажной камерах и, во-вторых, существенно неодинаково изменяется эффективность использования подведенного тепла на рассматриваемых режимах. При увеличении M_{II} от 0 до 3 температура T_n^* возрастает более чем в 2 раза, в результате теплоподвод в основной камере сгорания уменьшается и становится соизмеримым с потерями в цикле на нефорсированных режимах работы двигателя, т. е. такой цикл приближается к вырождению, а теплоподвод в форсажной камере практически не изменяется. Степень повышения давления π_v увеличивается при этом от 1 до 36, что приводит к увеличению давления в основной и форсажной камерах и к соответствующему повышению эффективности использования тепла, подведенного в этих камерах. Однако эффективный КПД на нефорсированном режиме работы двигателя увеличивается не более чем на

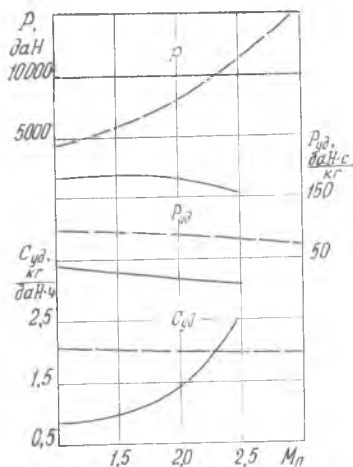


Рис. 15.17. Сравнение скоростных характеристик ТРДДФсм (---) и ТРДДсм (—) при $T_n^* = \text{const}$, $F_{с.в.} = \text{const}$, $T_{\phi}^* = \text{const}$

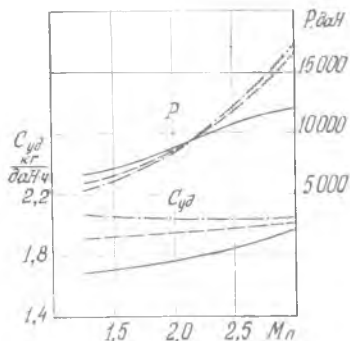


Рис. 15.18. Влияние степени двухконтурности на скоростные характеристики ТРДДФсм при $T_{\Gamma}^* = 1600 \text{ К}$, $\alpha_{\Sigma} = 1,2$, $F_{c.э} = \text{const}$ и $H = 11 \text{ км}$: — — — — $m = 0$ (ТРДФ); - - - - - $m_0 = 1$; - · - · - $m_0 = 2$

меняются неодинаково: удельный расход топлива $C_{уд,ф}$ увеличивается по числу $M_{п}$ меньше, чем $C_{уд}$, и даже может снижаться в некотором диапазоне скоростей, при этом меньше снижается и $P_{уд,ф}$ по сравнению с $P_{уд}$. Удельная тяга может даже увеличиваться, что приводит к существенно более интенсивному росту тяги. В результате с увеличением числа $M_{п}$ кривые тяги $P(M_{п})$ на форсированном и нефорсированном режимах удаляются друг от друга (расходятся), а кривые удельного расхода $C_{уд}(M_{п})$, наоборот, сближаются и даже пересекаются при высоких скоростях полета.

Сравним скоростные характеристики ТРДФ и ТРДДФсм, для чего проследим влияние на них степени двухконтурности (рис. 15.18). Сравнение выполним при условии, что параметры рабочего процесса на взлетном режиме, расход воздуха $G_{вз_0}$ и, следовательно, суммарный расход топлива $G_{Т_{\Sigma_0}}$ у этих двигателей одинаковые, а регулируются они по закону $T_{\Gamma}^* = \text{const}$, $F_{c.э} = \text{const}$ и $\alpha_{\Sigma} = \text{const}$.

В § 9.4 сделан подробный термогазодинамический анализ влияния степени двухконтурности на удельные параметры проектируемого двигателя. Показано, что с увеличением m расход топлива через основную камеру сгорания уменьшается в $(m + 1)$ раз, а через форсажную камеру — соответственно увеличивается, возрастают потребная работа турбины и степень понижения давления в ней, снижается давление в форсажной камере и, следовательно, эффективность использования тепла. Этому же способствует увеличение дополнительных потерь, связанных с передачей энергии из внутреннего контура в наруж-

20%, а на форсированном — более чем в 2 раза, так как при небольших скоростях полета (и в земных условиях при $M_{п} = 0$) эффективность использования тепла, подведенного в форсажной камере, весьма низка (велики потери тепла Q_2 с выхлопными газами), поскольку степень понижения давления в сопле $\pi_{с.ф} = P_{ф}^*/P_{н}$ в этих условиях близка к единице. С увеличением $M_{п}$ в указанном диапазоне степень понижения давления $\pi_{с.ф}$ увеличивается в несколько десятков раз, что и приводит к повышению эффективного КПД. Вследствие этого параметры двигателей на форсированных и нефорсированных режимах из-

ный, а также потерь на смешение потоков. В результате удельная тяга уменьшается, а удельный расход топлива увеличивается.

Абсолютная тяга ТРДДФ в условиях взлета (а также при малых скоростях полета) изменяется так же, как и удельная, поскольку сравнение выполняется при $G_{\theta\Sigma_0} = \text{const}$. Итак, чем выше m_0 , тем меньше тяга и больше удельный расход топлива ТРДДФсм. При $m_0=2$ ТРДДФсм весьма существенно проигрывает ТРДФ на взлетном режиме: его тяга меньше, а удельный расход выше примерно на 40% (см. рис. 9.7).

Качественно по-другому влияет увеличение степени двухконтурности на тягу ТРДДФсм при высоких сверхзвуковых скоростях полета, так как удельная тяга уменьшается незначительно благодаря высокой эффективности использования тепла, а расход воздуха через двигатель заметно увеличивается при $G_{\theta\Sigma_0} = \text{const}$, что обусловлено особенностями совместной работы узлов ТРДД. (В § 12.4 показано, что чем выше m_0 и соответственно меньше $\pi_{\text{КНД}_0}^*$, выше $\pi_{\text{КВД}_0}^*$ при $\pi_{\text{к}\Sigma_0}^* = \text{const}$, тем полнее кривые $\pi_{\text{КНД}}^* = f(T_{\text{г.пр}}^*)$ и $G_{\theta\Sigma\text{пр}} = f(T_{\text{г.пр}}^*)$ и более интенсивно увеличиваются степень двухконтурности и расход воздуха по $M_{\text{п}}$ при $T_{\text{г}}^* = \text{const}$). В результате тяга ТРДДФсм с увеличением m_0 повышается.

Таким образом, с увеличением m_0 тяга снижается при низких и повышается при высоких $M_{\text{п}}$, вследствие чего ТРДФ имеет преимущество по тяге при низких скоростях полета, а ТРДДФ — при высоких.

Вернемся к сравнению скоростных характеристик турбореактивных двигателей на форсированных и нефорсированных режимах, которые также зависят от степени двухконтурности. В гл. 13 показано влияние m_0 на скоростные характеристики ТРДД (см. рис. 13.15). Сравнение скоростных характеристик ТРДД и ТРДДФ позволяет сделать вывод о противоположном влиянии m_0 на характер протекания кривых $P(M_{\text{п}})$ на нефорсированных и форсированных режимах: *чем выше m_0 , тем круче падение тяги по $M_{\text{п}}$ на ТРДД и тем интенсивнее ее повышение на ТРДДФ.*

С увеличением числа $M_{\text{п}}$ ТРДФ и ТРДДФсм сближаются по удельному расходу топлива, так как эффективность использования тепла, подведенного в форсажной камере, повышается, и тем значительнее, чем выше m_0 (см. рис. 15.18). В случае больших m_0 эффективность ТРДДФсм приближается к эффективности ПВРД и определяется, по существу, скоростью полета.

Дроссельные характеристики. На форсированных режимах эти характеристики, как и скоростные, существенно отличаются от характеристик на нефорсированных режимах (рис. 15.19). Отличия касаются как изменения параметров рабочего процесса, так и выходных данных.

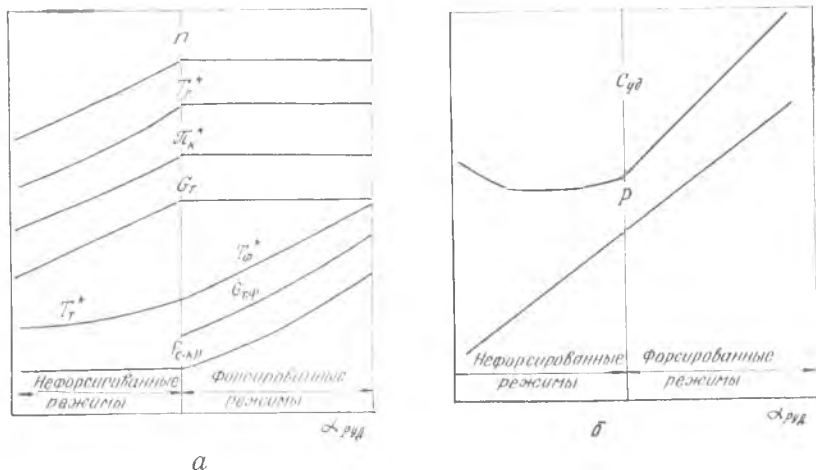


Рис. 15.19. Дроссельные характеристики на форсированных и нефорсированных режимах

На нефорсированных режимах переход с максимального режима на пониженный сопровождается изменением T_r^* и π_k^* . На форсированных режимах тяга изменяется, как уже отмечалось, обычно только за счет изменения степени подогрева $T_{\phi}^*/T_{см}^*$ при $F_{с.э} = \text{const}$, при этом параметры рабочего процесса основного контура двигателя и положение рабочих точек на характеристиках компрессора сохраняются неизменными (при неизменных внешних условиях), а полученные в § 9.2 закономерности влияния $T_{\phi}^*/T_{см}^*$ на тягу (\bar{P}_{ϕ}) и удельный расход топлива целиком относятся к дроссельным характеристикам этих двигателей.

На характер зависимости $C_{уд.ф} = f(P_{\phi})$ влияют те же параметры, что и на функцию $C_{уд} = f(T_r^*)$, которая подробно проанализирована в § 7.2. И влияние это аналогично, хотя указанные функции заметно отличаются друг от друга. Подчеркнем, что существенное влияние на эти функции оказывают скорость полета и степень двухконтурности.

В условиях работы при малых скоростях полета и на взлете (рис. 15.20, а) $C_{уд.ф}$ увеличивается по тяге почти линейно, и тем значительнее, чем выше степень двухконтурности. Например, в условиях $H=11$ км, $M_{п}=1$ при $m_0=0$ степени форсирования $\bar{P}_{\phi}=1,6$ соответствует увеличение удельного расхода от 1,05 до 1,65 кг/даН·ч, а при $m_0=2$ соответственно имеем $\bar{P}_{\phi}=2,9$, $C_{уд}=0,85$, $C_{уд.ф}=2,1$ кг/даН·ч (рис. 15.20, б), т. е. протяженность кривой $C_{уд.ф}(P_{\phi})$ увеличивается, вследствие повышения степени форсирования, снижения $C_{уд}$ и увеличения $C_{уд.ф}$.

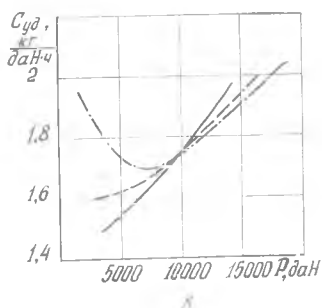
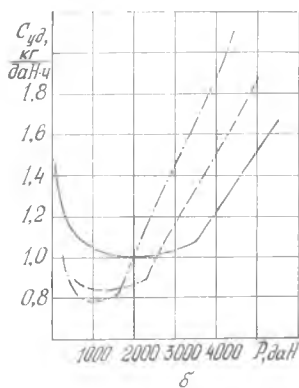
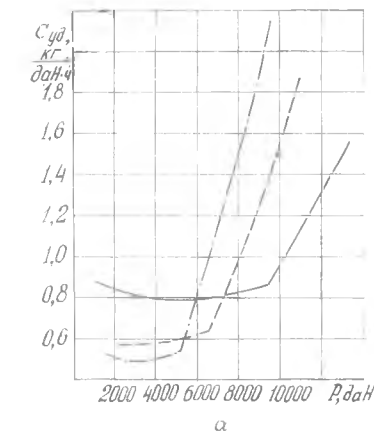


Рис. 15.20. Закономерности влияния m_0 на допрессельные характеристики ТРДДФсм при $H=0$, $M_{п}=0$ (а); $H=11$ км, $M_{п}=1$ (б); $H=11$ км, $M_{п}=3$ (в): — — — — $m_0=0$; - - - - $m_0=1$; - · - · - $m_0=2$

При больших скоростях полета $C_{уд,ф}$ по $P_{ф}$, наоборот, увеличивается тем меньше, чем больше степень двухконтурности (рис. 15.20, в), что является следствием повышения эффективности форсажного цикла.

Итак, чем больше m_0 , тем круче кривая $C_{уд,ф}$ по $P_{ф}$ на малых скоростях полета и положе — на больших. Поэтому при постоянной потребной тяге увеличение m_0 ведет к увеличению $C_{уд,ф}$ при малых $V_{п}$ и к уменьшению его при больших $V_{п}$.

Проделанный анализ позволяет заключить, что двухконтурный двигатель имеет преимущество перед одноконтурным по экономичности как при дозвуковых скоростях полета на нефорсированных режимах (см. гл. 13), так и при больших сверхзвуковых скоростях на форсированных режимах при одинаковом значении потребной тяги.

Влияние параметров рабочего процесса $T_{г_0}^*$ и $\pi_{кг_0}^*$. С увеличением $T_{г_0}^*$ тяга увеличивается не только на режиме полного форсажа, но особенно на максимальном нефорсированном режиме, поскольку во втором случае увеличивается количество тепла, подведенного к 1 кг рабочего тела. В результате степень форсирования уменьшается. При этом удельный расход топ-

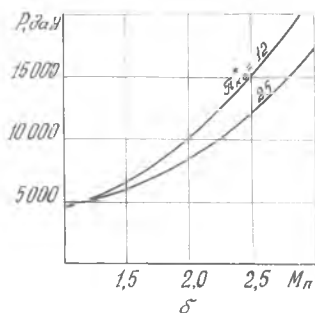
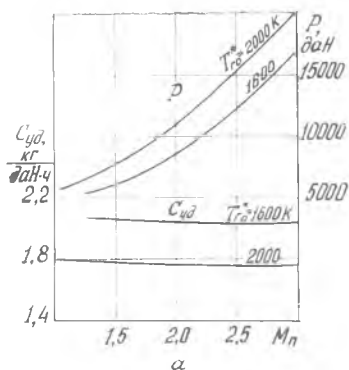


Рис. 15.21. Влияние $T_{г0}^*$ при $\pi_{к\gamma_0}^* = 25$ (а) и $\pi_{к\gamma_0}^*$ при $T_{г}^* = 1600$ К (б) на скоростные характеристики ТРДДФсм ($m_0 = 2$) при $H = 11$ км; $T_{г}^* = \text{const}$, $\alpha_{\gamma} = 1.2$, $F_{c.э} = \text{const}$

лива на форсированных режимах уменьшается (рис. 15.21), а на нефорсированных увеличивается для всех условий работы, за исключением больших сверхзвуковых скоростей. Таким образом сближаются режим полного форсажа и максимальный нефорсированный режим.

Преимущества двухконтурного двигателя по экономичности (по сравнению с одноконтурным) в целом увеличиваются с повышением $T_{г0}^*$. При этом уменьшается требуемый диапазон изменения площади сопла, как и на двигателях без форсажной камеры (см. рис. 14.5).

С увеличением суммарной степени повышения давления компрессора $\pi_{к\gamma_0}^*$ удельный расход топлива $C_{уд.ф}$ при небольших скоростях полета уменьшается как на ТРДФ, так и на ТРДДФ при несущественном изменении тяги. На больших скоростях удельный расход топлива изменяется незначительно, а тяга уменьшается (см. рис. 15.21, б) как вследствие более интенсивного падения удельной тяги, так и, главным образом, вследствие уменьшения расхода воздуха через двигатель из-за увеличения крутизны протекания кривой $\bar{G}_{пр} = f(T_{г.пр}^*)$. Поэтому на двигателях, предназначенных преимущественно для больших сверхзвуковых скоростей полета, следует принимать умеренную степень повышения давления $\pi_{к\gamma_0}^*$. На нефорсированных режимах при дозвуковых скоростях полета увеличение $\pi_{к\gamma_0}^*$ сопровождается существенным снижением удельного расхода топлива (см. гл. 13). Поэтому на двигателях, предназначенных для летательных аппаратов с достаточно большим временем полета на дозвуковых скоростях, должны выбираться более высокие значения $\pi_{к\gamma_0}^*$.

15.4.2. Особенности регулирования ТРД(Д)Ф

Как отмечалось в § 15.3, турбореактивные двигатели с форсажной камерой и соплом с изменяемой площадью минимального сечения имеют три основных регулирующих фактора ($G_{т.}$, $G_{т.ф}$ и $F_{с.кр}$) и должны иметь, соответственно, три регулятора и три параметра регулирования. Эти параметры, однако, для двигателей различных схем не могут быть приняты произвольно. Один из них, например $T_{ф}^*$, должен характеризовать работу форсажной камеры, два других — работу турбокомпрессора. Для одновального ТРДФ в качестве этих параметров могут быть приняты $T_{г}$ и n (см. § 14.1), а для двухвальных и трехвальных двигателей с неизменяемыми площадями сопловых аппаратов можно принять только один параметр, характеризующий работу газогенератора, например $n_{вд}$, другой параметр должен характеризовать работу турбокомпрессора НД, например, $n_{нд}$ или $\pi_{тнд}^*$ (см. раздел 14.3.1).

На рис. 15.22,а показана структурная схема замкнутого регулирования частот вращения $n_{нд}$, $n_{вд}$ и температуры $T_{ф}^*$, принятых в качестве параметров регулирования двухвального ТРДДФ (ТРДФ). Такая схема обычно не обеспечивает удовлетворительную динамику процесса регулирования, так как три регулятора, работающие на один объект регулирования по замкнутой схеме, «раскачивают» друг друга. Чтобы обеспечить удовлетворительную динамику, применяют косвенное регулирование частоты $n_{нд}$ (или любого другого параметра, характеризующего работу турбокомпрессора) путем изменения площади сопла, а также температуры $T_{ф}^*$ — путем изменения расхода топлива $G_{т.ф}$ (рис. 15.22, б).

Закон регулирования расхода топлива через форсажную камеру получим на основании формулы $G_{т.ф} = G_{з} q_{т.ф}$. Расход рабочего тела через форсажную камеру ТРДДФ см пропорционален произведению

$$G_{т.ф} (m + 1) = \text{const} \frac{p_k^* (m + 1)}{\sqrt{T_{г}^*}},$$

а относительный расход топлива — разности температур ($T_{ф}^* - T_{см}^*$). Тогда

$$\frac{G_{т.ф}}{p_k^*} = \frac{\text{const}}{\sqrt{T_{г}^*}} (m + 1) (T_{ф}^* - T_{см}^*). \quad (15.2)$$

Формула (15.2) справедлива и для ТРДФ при $m=0$ и $T_{см}^* = T_{т.}^*$.

Из (15.2) следует, что при регулировании ТРДФ по закону $T_{г}^* = \text{const}$, $\pi_{т}^* = \text{const}$, $T_{ф}^* = \text{const}$ отношение $G_{т.ф}/p_k^*$ сохраняет

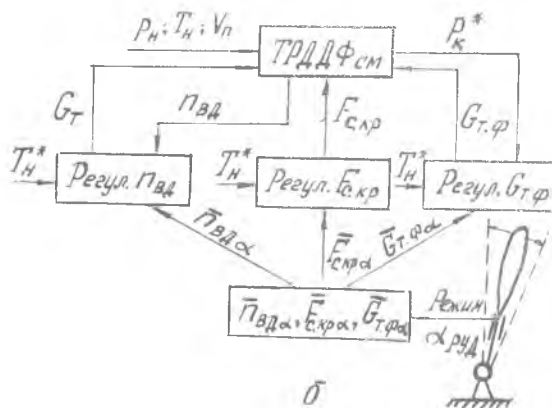
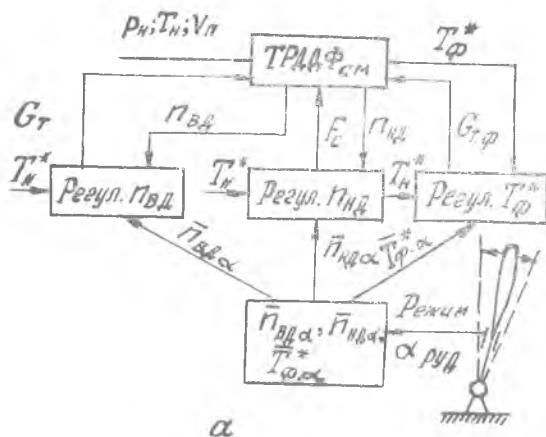


Рис. 15.22. Структурная схема регулирования двухвального двухконтурного двигателя с форсажной камерой и соплом изменяемой площади

ся постоянным на заданном режиме работы при изменении высоты и скорости полета, так как при этом $T_T = \text{const}$. При регулировании ТРДДФСм по аналогичному закону ($T_T^* = \text{const}$, $F_{с.э} = \text{const}$, $T_\phi^* = \text{const}$) отношение $G_{т.ф}/p_k^*$ возрастает с увеличением V_n , поскольку при этом увеличивается степень двухконтурности.

Параметры режима T_T^* , T_ϕ^* и $F_{с.э}$ задаются углом установки рычага управления $\alpha_{руд}$ и, как будет показано, температурой T_n^* . При $\alpha_{руд} = \text{const}$ степень двухконтурности, также определяется величиной T_n^* . Поэтому закон регулирования расхода топлива

через форсажную камеру, получивший широкое распространение, принимает вид

$$G_{т.ф} = p_k^* f(\alpha_{руд}, T_n^*).$$

Закон регулирования расхода топлива $G_{т.ф}$ может выбираться из условия $\alpha_f = \text{const}$. Тогда согласно (9.13) температура T_f^* увеличивается по скорости полета.

Турбореактивные двигатели с форсажом эксплуатируются в широком диапазоне скоростей и высот полета. Полетная область (рис. 15.23) задается тактико-техническими требованиями, предъявляемыми к конкретному летательному аппарату. Она определяется максимальным (по условиям прочности) скоростным напором $q = \rho V_n^2/2$, максимальными скоростью и высотой (статическим потолком) полета, минимальной (по условиям устойчивости летательного аппарата) скоростью полета и целым рядом других ограничений, которые накладываются на работу летательного аппарата или двигателя [28], [39].

В широком диапазоне летных условий не удается, как правило, обеспечить требуемые характеристики двигателя, применяя какой-либо один из простых законов регулирования турбокомпрессора, описанных в разделе 14.1.2. Например, закон регулирования, при котором сохраняется постоянная физическая частота вращения ротора, неприемлем в том отношении, что при изменении T_n^* от 210 до 600 К приведенная частота уменьшается примерно на 40%, что приводит к соответствующему снижению расхода воздуха и тяги. Закон, при котором $n_{пр} = \text{const}$, $T_r^* = \text{const}$, неприемлем вследствие того, что при низких T_n^* рабочая точка смещается к границе помпажа, а при высоких T_n^* уменьшается π_k^* и рабочая точка смещается в область низких КПД компрессора. При законе $n_{пр} = \text{const}$, $T_{г.пр}^* = \text{const}$ недопустимо изменяется температура T_r^* и соответственно снижается тяга при низких скоростях полета и на взлете. Поэтому на двигателях с форсажными камерами, предназначенных для использования в широком диапазоне скоростей полета, применяют комбинированные законы регулирования турбокомпрессора.

Для одновального ТРДФ применяют комбинацию трех простейших законов:

$$T_{г.пр}^* = \text{const}, \quad n_{пр} = \text{const};$$

$$T_r^* = \text{const}, \quad n_{пр} = \text{const};$$

$$T_r^* = \text{const}, \quad n = \text{const}.$$

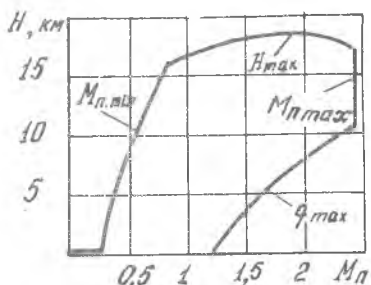


Рис. 15.23. Типичная область применения самолета

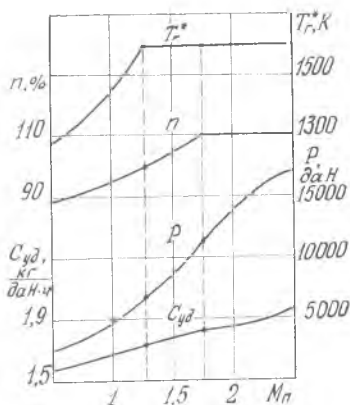


Рис. 15.24. Скоростные характеристики одновального ТРДФ при комбинированном законе регулирования

В этом случае диапазон летных условий имеет три зоны, которые разделяются двумя характерными температурами (например, $T_n^* = 288$ и 350 К, рис. 15.24). Первый из этих законов реализуется при $T_n^* \leq 288$ К. Режимы работы газогенератора при этом подобны, а изменение его параметров описывается формулами приведения. Тяга по скорости полета прирастает наиболее интенсивно, так как по существу это закон ограничения тяги при низких T_n^* . Второй закон $T_g^* = \text{const}$, $n_{пр} = \text{const}$ применяется в среднем диапазоне скоростей. С увеличением T_n^* в этом диапазоне рабочая точка на характеристике компрессора смещается вниз. Расход воздуха и, следовательно, тяга интенсивно растут с повышением скорости полета, как и на ТРД без форсажа (см. раздел 14.1.2), что обеспечивается существенным увеличением λ_g^* и мощности турбины за счет увеличения площади сопла. Третий закон $T_g^* = \text{const}$, $n = \text{const}$ применяется в диапазоне высоких скоростей полета. Он характеризуется наиболее полным использованием возможностей двигателя по температуре газа перед турбиной и частоте вращения ротора.

Применение комбинированного закона регулирования позволяет в данном случае, при $M_{п} = 1,75$, увеличить тягу на 40% за счет увеличения площади сопла на 30%. При постоянной тяге такое увеличение площади сопла и соответственно расхода воздуха позволяет снизить удельный расход топлива за счет уменьшения степени форсирования.

На двухвальных и трехвальных двигателях также применяют комбинацию нескольких законов регулирования (рис. 15.25). При низких T_n^* , как и на одновальном ТРДФ, применяют закон ограничения тяги ($T_{г.пр}^* = \text{const}$, $n_{ндпр} = \text{const}$,

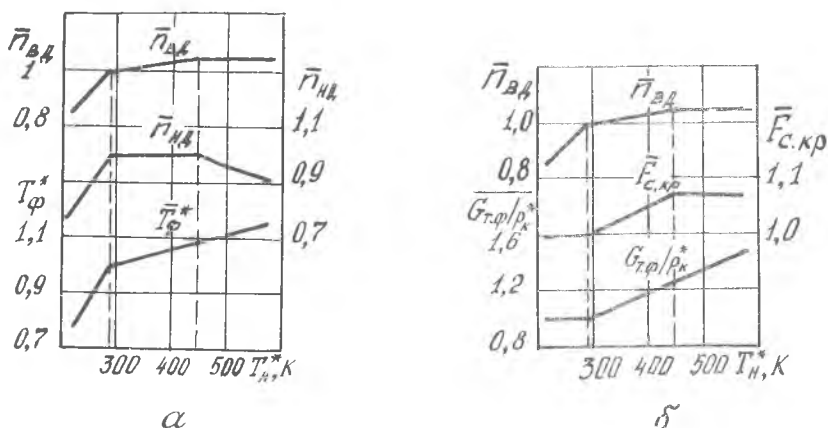


Рис. 15.25. Возможные законы регулирования ТРДДФсм: а и б — по рис. 15.22

$T_{ф.пр}^* = \text{const}$), а при высоких — закон, позволяющий наиболее полно использовать возможности двигателя по температуре $T_{г}^*$ и частоте вращения ротора ВД ($T_{г}^* = \text{const}$, $F_{с.кр} = \text{const}$, $\alpha_{\phi} = \text{const}$). Однако в среднем диапазоне T_n^* не применяют закон регулирования турбокомпрессора, который приемлем для одновальных ТРД, так как обеспечение постоянной приведенной частоты вращения ротора ВД $n_{пр.вх.вд} = \text{const}$ при $T_{г}^* = \text{const}$ потребовало бы регулирования площади минимального сечения соплового аппарата турбины НД, а обеспечение $n_{нд.пр} = \text{const}$ противоречит естественному изменению частоты $n_{нд}$, которое обусловлено скольжением роторов (с увеличением T_n^* $n_{нд}$ уменьшается, что следует, например, из рис. 13.7), и требует изменения $F_{с.кр}$ в пределах, не соответствующих оптимальному изменению этой площади. Поэтому в среднем диапазоне скоростей полета (T_n^*) на двигателях с невысокой и умеренной степенью двухконтурности ($m_0 < 1$) применяется закон: $T_{г}^* = \text{const}$, $n_{нд} = \text{const}$, $\alpha_{\phi} = \text{const}$, при котором площадь сопла увеличивается с повышением числа $M_{п}$. Если необходимо обеспечить более интенсивное увеличение тяги по $M_{п}$, то повышается, кроме того, температура $T_{г}^*$, при этом потребный диапазон регулирования площади $F_{с.кр}$ уменьшается. На двигателях с большой степенью двухконтурности ($m_0 \geq 2$) увеличение площади $F_{с.кр}$ неэффективно, поэтому сохранение $n_{нд} = \text{const}$ и соответствующее увеличение тяги по $M_{п}$ обеспечивается за счет повышения $T_{г}^*$.

Влияние комбинированного закона регулирования на характеристики двигателя с форсажной камерой показано на рис. 15.26.

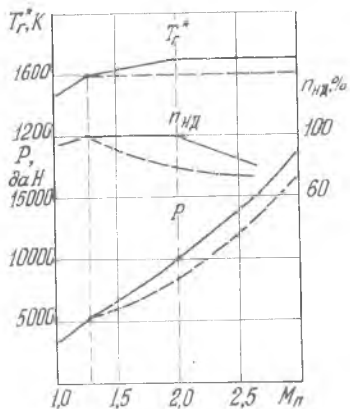


Рис. 15.26. Влияние закона регулирования на скоростные характеристики двухвальной ТРДДФсм ($T_{Г0}^* = 1600$ К, $\pi_{к0}^* = 25$, $m_0 = 2$, $\alpha_{\Sigma} = 1,2$):
 - - - - $T_{Г}^* = \text{const}$, $F_{c,э} = \text{const}$, $\alpha_{\Sigma} = \text{const}$; ———— комбинированный закон регулирования

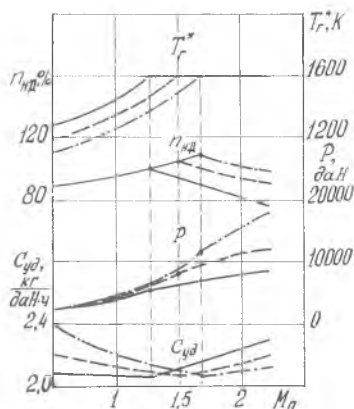


Рис. 15.27. Влияние температуры $T_{нпер}$ на скоростные характеристики ТРДДФсм при $P_0 = \text{const}$: ———— $T_{нпер} = 288$ К; - - - - $T_{нпер} = 313$ К; - · - · - $T_{нпер} = 338$ К

Для выбора наиболее выгодного закона регулирования турбокомпрессора и форсажной камеры проводится, как уже отмечалось, оптимизация характеристик двигателя. При этом комбинированный закон не обязательно составляется из известных простых законов регулирования. На основании оптимизации выбирается сложный закон регулирования двигателя, который в общем случае записывается в виде:

$$T_{Г}^* = T_{Г}(T_{н}^*), \quad n_{нд} = n_{нд}(T_{н}^*), \quad T_{ф}^* = T_{ф}(T_{н}^*)$$

или

$$n_{вд} = n_{вд}(T_{н}^*), \quad F_{c,кр} = F_{c,кр}(T_{н}^*), \quad \frac{G_{Г,ф}}{P_{к}^*} = f(T_{н}^*).$$

Выбор закона регулирования, как отмечалось в 14.1.2, тесно связан с выбором параметров рабочего процесса и размеров проектируемого двигателя. На рис. 15.27 показано, например, как выбор температуры $T_{нпер}$, при которой осуществляется переход от одного закона регулирования к другому, оказывает влияние на потребные диаметральный размеры и, соответственно, на характеристики двигателя. Увеличение $T_{нпер}^*$ сопровождается уменьшением $T_{Г}^*$ на взлетном режиме, увеличением диаметра двигателя (из условия получения заданной тяги $P_{ф0}$) и

расхода воздуха на больших скоростях полета как за счет увеличения диаметра, так и за счет увеличения $q(\lambda_{вх})$, и соответственно увеличением тяги.

Из особенностей протекания дроссельных характеристик (см. рис. 15.20) следует, кроме того, что удельный расход топлива на форсированных режимах можно значительно снизить, если развиваемую при $T_{\Phi}^* = T_{\Phi \max}^*$ тягу повысить путем увеличения размеров двигателя, а потребную тягу обеспечить путем снижения степени подогрева газа в форсажной камере.

Таким образом, удельный расход топлива проектируемого двигателя при заданном значении потребной тяги в определенных условиях полета зависит не только от параметров рабочего процесса, но также от размеров двигателя и закона регулирования. Поэтому выбор закона регулирования и расчет характеристик тесно связаны с выбором параметров и размерности двигателя и должны решаться совместно на этапе проектирования путем оптимизации двигателя в системе летательного аппарата из условия обеспечения предъявляемых к нему тактико-технических требований.

§ 15.5. Особенности расчета характеристик ТВД(ТВаД) и ТРД(Д)Ф

Заданными для расчета являются: режим работы, который определяется числом параметров, равным числу регулирующих факторов, внешние условия, результаты расчета исходной точки, на основе которых вычисляются площади характерных сечений, характеристики узлов и коэффициенты потерь (см. 13.2.1).

Одновальный ТВД. Имеет два регулирующих фактора — расход топлива и угол установки винта. Режим работы этого двигателя задается двумя параметрами. Пусть, например, в качестве параметров режима заданы, как и для одновального ТРД с $F_{с.кр} = \text{var}$, температура $T_{г}$ и частота вращения n .

Параметры режима, приведенные к САУ, — $T_{г.пр}^*$ и $n_{пр}$, однозначно определяют положение рабочей точки на характеристике компрессора с нанесенными линиями $T_{г.пр}^* = \text{const}$ (см. рис. 11.9) и, следовательно, величины $\pi_{к}^*$, $q(\lambda_{вх})$ и $\eta_{к}$. Поэтому последовательность расчета характеристик одновального ТВД совпадает с последовательностью его проектного термогазодинамического расчета (см. раздел 8.3.2). Различие только в том, что для выполненного двигателя величину $\pi_{с}$ (и соответственно $\pi_{с}^*$) нельзя принять произвольно. Она подбирается методом последовательных приближений из условия обеспечения заданной площади сопла $F_{с} = F_{с.исх}$. Можно избежать подбора, если предварительно рассчитать $\pi_{т}^*$ в зависимости от $\pi_{с}$, как указано в

§ 11.2, и перестроить ее по суммарной степени повышения давления $\pi_{\Sigma}^* = f(\pi_{\Sigma})$.

Подчеркнем, что степень понижения давления в турбине определяется по уравнению баланса давлений (из условия совместной работы узлов двигателя), а удельная мощность — на основании уравнения баланса мощности.

Турбовальный двигатель со свободной турбиной. Газогенератор такого ТВаД, как показано в 15.1.2, имеет, по существу, один регулирующий фактор и его параметры при неизменных внешних условиях определяются одним параметром режима, в качестве которого примем температуру T_{Γ}^* . Поэтому газогенератор ТВаД рассчитывается как простой одновальный ТРД (см. раздел 13.2.3). Такой расчет упрощается благодаря тому, что степень понижения давления в турбине ВД на основных рабочих режимах сохраняется постоянной (§ 11.2).

Свободная турбина ТВаД рассчитывается так же, как и турбина одновального ТВД, т. е. π_c определяется из условия $F_c = F_{c,исх}$, а $\pi_{тнд}^*$ — из уравнения баланса давлений.

Удельные параметры и основные данные определяются как в проектном расчете (см. раздел 8.3.2).

Одновальный ТРДФ и двухвальный ТРД(Д)Ф. Одновальный ТРДФ с регулируемой площадью сопла хотя и имеет три регулирующих фактора (G_{Γ} , $F_{c,кр}$ и $G_{\Gamma,ф}$), но два из них оказывают, по существу, одинаковое влияние на газогенератор (см. 15.3.1). Поэтому при расчете характеристик такого двигателя в качестве независимых переменных, характеризующих режим, нужно брать два параметра газогенератора и один параметр форсажной камеры. Если режим работы газогенератора задается значениями T_{Γ}^* и n , а режим форсажной камеры — величиной $T_{\Gamma,ф}^*$, то расчет параметров газогенератора не будет отличаться от расчета параметров одновального ТРД с $F_{c,кр} = \text{var}$ (см. 14.4.1). Особенности расчета характеристик многовальных ТРД(Д) с регулируемыми площадями характерных сечений были изложены в 14.4.2 и 14.4.3. Они присущи и для тех же двигателей с форсажной камерой, если после нее стоит регулируемое сопло. Расход топлива через форсажную камеру и удельные параметры ТРД(Д)Ф определяются так же, как и при проектном расчете (см. § 9.6).

Выводы по теме: «Особенности турбовинтовых, турбовальных и турбореактивных двигателей с форсажными камерами»

1. Закономерности совместной работы узлов одновального ТВД в основном аналогичны закономерностям совместной работы узлов одновального ТРД (с $F_{c,кр} = \text{var}$), причем увеличение

угла установки винта эквивалентно уменьшению площади сопла.

2. Закономерности совместной работы узлов газогенератора ТВаД (со свободной турбиной) практически не отличаются от закономерностей совместной работы узлов газогенератора ВД (с одним регулирующим фактором).

3. Одновальный ТВД имеет два регулирующих фактора (G_T и φ_B), режим его работы определяется двумя параметрами (в качестве которых целесообразно выбирать n и T_T^*) и поддерживается двумя регуляторами. Частота вращения ротора обычно регулируется путем изменения угла установки винта ($\varphi_B \rightarrow n$), а температура T_T^* — косвенно, путем изменения расхода топлива. Газогенератор ТВаД со свободной турбиной имеет один регулирующий фактор, режим его работы практически однозначно определяется одним параметром и поддерживается одним регулятором.

4. Зависимости N_B и C_e от режима работы (дрессельные характеристики) и от внешних условий (климатические, высотные и скоростные характеристики) для одновального ТВД и ТВаД со свободной турбиной качественно одинаковы, т. е. схема двигателя не оказывает влияние на закономерности изменения выходных параметров. Характеристики этих двигателей в основном аналогичны характеристикам турбореактивных двигателей. Некоторые особенности характеристик: монотонное увеличение C_e при снижении режима, сохранение примерно постоянной мощности в определенном диапазоне высот при $N \leq N_{огр}$, снижение C_e по скорости полета являются следствием соответственно особенностей двигателей как движителей ($\eta_{п} \cong const$), особенностей их регулирования (с ограничением или без ограничения мощности по p_n), а также применения других критериев оценки эффективности (N_B вместо P , C_e вместо $C_{уд}$).

5. Для турбореактивных двигателей с форсажными камерами (ТРДДФ и ТРДФ) справедливы закономерности совместной работы узлов, уравнения, их описывающие, и количественное влияние площадей характерных сечений на параметры турбокомпрессоров, полученные для ТРДД и ТРД (гл. 11, 12 и 14). Указанные закономерности идентифицируются с помощью эквивалентной площади сопла, которая определяется геометрической площадью и степенью подогрева газа в форсажной камере.

6. Турбореактивные двигатели с форсажной камерой и регулируемым соплом имеют три основных регулирующих фактора (G_T , $G_{т.ф}$, $F_{с.кр}$) и, соответственно, три параметра режима (регулирования). В качестве параметров режима (регулирования) двухваловых ТРДДФ и ТРДФ принимаются параметры, характеризующие газогенератор, турбокомпрессор НД и форсажную камеру, или два параметра турбокомпрессора НД и

один — форсажной камеры. Приведенные параметры турбокомпрессоров ТРДДФ и ТРДФ при $\lambda_c \gg 1$ определяются двумя обобщенными критериями ($F_{с.э}$ и, например, $T_{г.пр}^*$), а тяга $P_{пр}$ и удельный расход топлива $C_{уд.пр}$, кроме того, — величиной $T_{ф.пр}^*$ и числом $M_{п}$. Тяга рассматриваемых двигателей может быть увеличена путем независимого изменения $T_{г}$, $T_{ф}^*$ и $F_{с.кр}$, а также путем одновременного изменения двух или всех трех перечисленных параметров по различным программам регулирования — указанные двигатели являются достаточно сложным объектом исследования.

7. Влияние $F_{с.кр}$ на тягу $P_{ф}$ наиболее эффективно в среднем диапазоне $n_{пр}$ и соответственно чисел $M_{п}$: при высоких $n_{пр}$ увеличение $F_{кр}$ не приводит к увеличению тяги, так как сопровождается смещением рабочей точки на характеристике компрессора в зону значительного снижения КПД компрессора; при низких $n_{пр}$ регулирование $F_{кр}$ также неэффективно вследствие низкого теплоподвода. При увеличении t_0 сужается диапазон $n_{пр}$ и, соответственно, чисел $M_{п}$, в котором влияние $F_{с.кр}$ на $P_{ф}$ эффективно, так как при снижении $n_{пр}$ увеличиваются потери, связанные с неоптимальным перераспределением энергии из внутреннего контура в наружный, а также потери на смешение потоков.

8. Климатические и высотные характеристики турбореактивных двигателей с форсажными камерами на форсированных режимах аналогичны характеристикам этих двигателей на максимальном нефорсированном режиме.

9. Скоростные характеристики турбореактивных двигателей с форсажными камерами имеют свои особенности: с увеличением числа $M_{п}$ кривые тяги $P_{ф}(M_{п})$ для форсированного и нефорсированного режимов удаляются друг от друга (расходятся), а кривые удельного расхода топлива $C_{уд}(M_{п})$, наоборот, сближаются и даже пересекаются при высоких скоростях полета. Объясняется это принципиально различным изменением теплоподвода на этих режимах, а также эффективности использования его: при значительном увеличении числа $M_{п}$ теплоподвод на нефорсированных режимах значительно уменьшается, а на форсированных изменяется незначительно (при $\alpha_2 = \text{const}$ сохраняется неизменным), при этом эффективность использования тепла на нефорсированных режимах изменяется незначительно, а на форсированных существенно повышается. Указанные особенности характеристик четче проявляются с увеличением t_0 .

10. Дроссельные характеристики турбореактивных двигателей с форсажными камерами отличаются от характеристик этих двигателей без форсажных камер: на форсированных режимах параметры турбокомпрессора сохраняются обычно постоянными, а $C_{уд.ф}$ по $T_{ф}^*$ при небольших и умеренных скоростях полета

значительно, практически линейно, увеличивается. Тем не менее закономерности изменения функций $C_{уд.ф}(T_{ф}^*)$ и $C_{уд}(T_{г}^*)$ в основном аналогичны и при больших скоростях полета $C_{уд.ф}$ по $T_{ф}^*$ имеет минимум.

11. ТРДДФсм уступает ТРДФ по тяге и удельному расходу топлива на взлете и при небольших скоростях полета, но имеет преимущество при больших сверхзвуковых скоростях, так как с увеличением m_0 эффективность использования тепла, подведенного к рабочему телу, значительно снижается при небольших $V_{п}$ и изменяется несущественно при больших $V_{п}$, при этом расход воздуха через двигатель сохраняется неизменным (при условии $G_{вз_0} = \text{const}$) в первом случае и увеличивается — во втором благодаря особенностям совместной работы узлов турбовентилятора ТРДД. Двухконтурный двигатель имеет преимущество перед одноконтурным по удельному расходу топлива не только при дозвуковых скоростях на нефорсированных режимах, но и при больших сверхзвуковых скоростях на форсированных режимах¹ при одинаковом значении потребной тяги.

12. Для турбореактивных двигателей с форсажными камерами применяются комбинированные законы (программы) регулирования, обеспечивающие максимальную тягу и устойчивую работу двигателя в широком диапазоне скоростей полета. Форсированные режимы пониженной тяги обеспечиваются уменьшением температуры $T_{ф}^*$ при постоянной эквивалентной площади сопла и, следовательно, при работе турбокомпрессорной части двигателя на постоянном (максимальном) режиме.

13. Выбор закона (и программы) регулирования и расчет высотно-скоростных характеристик тесно связаны с выбором параметров и размера двигателя. Эти вопросы должны решаться совместно на этапе проектирования путем оптимизации двигателя в системе летательного аппарата из условия обеспечения тактико-технических требований, предъявляемых к нему.

Контрольные вопросы

1. Особенности совместной работы узлов одновального ТВД с винтом изменяемого шага. Сравните с одновальным ТРД при $F_{с.кр} = \text{const}$ и при $F_{с.кр} = \text{var}$.

2. Проведите физический анализ влияния угла установки винта на запасы устойчивой работы компрессора и основные данные одновального ТВД при $n = \text{const}$. Изобразите обобщенные характеристики одновального ТВД.

3. Особенности совместной работы узлов турбовального двигателя со свободной турбиной. (Сравните с одновальным ТВД и одновальным ТРД при $F_{с.кр} = \text{const}$).

4. Изобразите обобщенные характеристики турбовального двигателя со свободной турбиной. Объясните причину их отличия от характеристик одновального ТВД.

5. Преимущества и недостатки одновального ТВД и ТВАд со свободной турбиной как силовых установок вертолета.

6. Особенности регулирования одновального ТВД.

7. Особенности регулирования турбовального двигателя со свободной турбиной как силовой установки вертолета.

8. Особенности дроссельных характеристик одновального ТВД и ТВаД со свободной турбиной.

9. Климатические характеристики одновального ТВД (ТВаД со свободной турбиной): проанализируйте зависимость параметров от температуры наружного воздуха.

10. Особенности высотных характеристик турбовинтовых и турбовальных двигателей по сравнению с характеристиками турбореактивных двигателей.

11. Проанализируйте зависимость параметров одновального ТВД (ТВаД со свободной турбиной) от скорости полета.

Особенности скоростных характеристик этих двигателей по сравнению с характеристиками турбореактивных двигателей.

12. Особенности совместной работы турбины, форсажной камеры и сопла одновального ТРДФ (выведите и проанализируйте уравнение совместной работы этих узлов).

13. Что представляет собой эквивалентная площадь сопла и от каких факторов она зависит? Как эквивалентная площадь влияет на положение линии совместной работы на характеристике компрессора одновального ТРДФ (объясните физический смысл влияния)?

14. От каких факторов зависят приведенные параметры турбокомпрессоров и обобщенные характеристики турбореактивного двигателя с форсажной камерой? Изобразите и проанализируйте их.

15. Для одновального ТРДФ сравните зависимости P_{Φ} , $C_{уд,\Phi} = f(T_{\Phi}^*/T_T^*)$ при $n = \text{const}$, $F_{с.э} = \text{const}$ и при $n = \text{const}$, $F_{с.кр} = \text{const}$. Объясните физический смысл теплового регулирования ТРДФ.

16. Особенности влияния площади сопла на тягу ТРДФ и ТРДДФсм.

17. Отличаются ли (если да, то как) климатические и высотные характеристики турбореактивных двигателей с форсажными камерами на форсированных режимах от характеристик этих двигателей на нефорсированных режимах?

18. Объясните особенности скоростных характеристик турбореактивных двигателей на форсированных режимах по сравнению с характеристиками этих двигателей на нефорсированных режимах.

19. Сравните скоростные характеристики ТРДДФсм и ТРДФ (проанализируйте влияние m_0 на P_{Φ} и $C_{уд,\Phi}$ при низких, умеренных и больших сверхзвуковых скоростях полета).

20. Особенности дроссельных характеристик турбореактивных двигателей на форсированных режимах при дозвуковых и больших сверхзвуковых скоростях полета. Как влияет m_0 на эти характеристики?

21. Закономерности влияния параметров рабочего процесса $T_{г0}^*$ и $\pi_{к\Sigma_0}^*$ на характеристики турбореактивных двигателей с форсажными камерами.

22. Изобразите и прокомментируйте структурные схемы регулирования турбореактивных двигателей с форсажными камерами. Как обеспечивается заданное значение T_{Φ}^* (α_{Φ}) в различных условиях полета?

23. Какие законы регулирования одновального ТРДФ получили распространение и почему?

24. Какие законы регулирования двухвального ТРДДФсм получили распространение и почему?

25. Особенности регулирования на пониженных режимах турбореактивных двигателей с форсажными камерами. Изобразите возможную программу регулирования и проанализируйте ее.

26. Особенности расчета характеристик ТВД и ТВаД.

27. Особенности расчета характеристик турбореактивных двигателей с форсажными камерами.

28. Сформулируйте основные выводы по теме: «Особенности турбовинтовых, турбовальных двигателей и турбореактивных двигателей с форсажными камерами».

Задачи

1. При работе ТРДДФсм ($M_{п}=0$) температуре $T_{ф}^* = 1200$ К соответствует тяга $P = 16000$ даН и площадь $F_{с.кр} = 0,6$ м². Чему должна быть равна площадь критического сечения сопла, чтобы при увеличении температуры до $T_{ф}^* = 2000$ К параметры турбокомпрессоров НД и ВД не изменялись? Оцените примерное значение тяги.

2. На максимальном нефорсированном режиме ТРДДФII $G_{II} = 100$ кг/с, $T_{кII}^* = 400$ К, $F_{сIкр} = 0,163$ м². Определить расход топлива $G_{т.ф}$ и площадь $F_{сIкр}$ на форсированном режиме при $T_{ф}^* = 1500$ К, если с переходом на форсированный режим параметры турбокомпрессоров не изменяются, коэффициент полноты сгорания $\eta_{г.ф} = 0,9$.

3. При работе одновального ТРДФ на режимах сверхкритического истечения газа из сопла $\pi_{т}^* = 3,5$, $\eta_{т}^* = 0,9$. Как изменится степень понижения давления газа в турбине, если при неизменной площади сопла степень подгрева газа в форсажной камере увеличилась от 1,2 до 2,2?

4. Определить расход топлива через форсажную камеру ТРДДФсм в САУ на земле при $M_{п} = 0$ и удельный расход топлива $C_{уд.ф}$, если $G_{э} = 100$ кг/с, $m = 2$, $T_{ф}^* = 2000$ К, $q_{т} = 0,022$, $\nu_{охл} = 0,94$, $\eta_{г} = 0,98$ и $\eta_{г.ф} = 0,92$. Оценить P , $C_{уд}$ и $F_{с.кр}$ на нефорсированном режиме, если известно, что на форсированном режиме $P_{ф} = 10000$ даН, $F_{с.кр-ф} = 0,482$ м², $T_{см}^* = 600$ К (параметры турбокомпрессоров на форсированном и нефорсированном режимах предполагаются неизменными, т. е. $T_{г.пр}^* = \text{const}$, $F_{с.э} = \text{const}$).

5. Одновальный ТРДФ на нефорсированном режиме в САУ на земле ($M_{п} = 0$) при $T_{г}^* = 1400$ К имеет $P = 6200$ даН, $C_{уд} = 1$ кг/даН·ч (см. рис. 15.14). Чему будет равен удельный расход топлива на форсированном режиме ($P_{ф} = 10000$ даН) при следующих способах увеличения тяги:

- а) за счет увеличения $T_{ф}^*$ при $T_{г}^* = \text{const}$, $F_{э}^* = \text{const}$,
- б) за счет увеличения $T_{ф}^*$ при $T_{г}^* = \text{const}$, $\delta F_{э} = 20\%$,
- в) за счет увеличения $T_{г}^*$ при $F_{с.кр} = \text{const}$, $T_{ф}^*/T_{г}^* = 1$,
- г) за счет увеличения $T_{г}^*$ при $F_{э} = \text{const}$, $T_{ф}^*/T_{г}^* = 1,5$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Абрамович Г. Н.* Прикладная газовая динамика. — 4-е изд., перераб. М.: Наука, 1976. — 888 с.
2. *Бакулев В. И., Марков Н. И.* Расчет высотно-скоростных характеристик однокаскадных и двухкаскадных турбореактивных двигателей. — М.: МАИ, 1971. — 256 с.
3. *Боровик В. О.* Определение высотно-скоростных характеристик ТРД по данным стендовых испытаний в условиях $H=0$, $M_{п}=0$ //Тр. ЦИАМ № 596, 1974. — С. 5—29.
4. *Голубев В. А.* Теория и расчет двухконтурных ТРД. — М.: МАИ, 1983. — 82 с.
5. *Ильичев Я. Т.* Термогазодинамический расчет воздушно-реактивных двигателей//Тр. ЦИАМ № 678, 1985. — 126 с.
6. *Иноземцев Н. В.* Авиационные газотурбинные двигатели. Теория и рабочий процесс. — М.: Оборонгиз, 1955. — 352 с.
7. Иностранные авиационные и ракетные двигатели: (По данным ино-

странной печати)//Тр. ЦИАМ, 1967 — 544 с.; 1971 — 698 с.; 1975 — 281 с.; 1978 — 323 с.; 1981 — 298 с.; 1984 — 320 с.

8. *Клячкин А. Л.* Теория воздушно-реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1969. — 512 с.

9. *Кныш Ю. А.* Методы снижения токсичности выхлопа воздушно-реактивных двигателей. — Куйбышев: КуАИ, 1979. — 78 с.

10. *Колодочкин В. П.* Воздушно-реактивные двигатели сверхзвуковых многорежимных самолетов. — М.: Машиностроение, 1975. — 132 с.

11. *Кузьмичев В. С., Трофимов А. А.* Проектный расчет основных параметров турбокомпрессора авиационного ГТД. — Куйбышев: КуАИ, 1984. — 64 с.

12. *Кулагин В. В.* Совместная работа узлов и характеристики ГТД. — Куйбышев: КуАИ, 1975. — 136 с.

13. *Кулагин В. В.* Совместная работа узлов многовальных ТРДД и ТРД. Их характеристики. — Куйбышев: КуАИ, 1977. — 96 с.

14. *Кулагин В. В.* Особенности совместной работы узлов ТРДД (ТРД) с регулируемыми площадями характерных сечений. Их характеристики. — Куйбышев: КуАИ, 1980. — 85 с.

15. *Кулагин В. В.* Особенности совместной работы узлов турбореактивных двигателей с форсажом. Их регулирование и характеристики. — Куйбышев: КуАИ, 1981. — 87 с.

16. *Кулагин И. И.* Теория газотурбинных реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1969. — 512 с.

17. *Курзинер Р. И.* Реактивные двигатели больших сверхзвуковых скоростей полета. — М.: Машиностроение, 1977. — 212 с.

18. *Литвинов Ю. А., Боровик В. О.* Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1979. — 288 с.

19. *Локай В. И., МаксUTOва М. К., Струнkin В. А.* Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. — 3-е изд. — М.: Машиностроение, 1979. — 447 с.

20. *Лукачев В. П., Кулагин В. В.* Теория ВРД. Основные закономерности рабочего процесса газотурбинных двигателей. — Куйбышев: КуАИ, 1987. — 226 с.

21. *Лукачев В. П., Данильченко В. П., Резник В. Е.* Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбин авиационных ГТД. — Куйбышев: КуАИ, 1983. — 120 с.

22. *Мальгина Р. П.* К вопросу о возможных способах регулирования элементов трехвального двухконтурного турбореактивного двигателя//Тр. ЦИАМ № 459, 1969. — 10 с.

23. *Мамаев Б. И., Мусаткин Н. Ф., Аронов Б. М.* Газодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД. — Куйбышев: КуАИ, 1984. — 70 с.

24. *Масленников М. М., Шальман Ю. И.* Авиационные газотурбинные двигатели. — М.: Машиностроение, 1975. — 576 с.

25. *Маслов В. Г., Кузьмичев В. С., Григорьев В. А.* Выбор параметров и проектный термогазодинамический расчет авиационных ГТД. — Куйбышев: КуАИ, 1984. — 176 с.

26. *Маслов В. Г.* Теория выбора оптимальных параметров при проектировании авиационных ГТД. — М.: Машиностроение, 1981. — 124 с.

27. *Нечаев Ю. Н., Смоляков Б. И.* Сборник задач по теории двигателей. — М.: ВВИА им. проф. Н. Е. Жуковского, 1973. — Ч. 2. — 96 с.

28. *Нечаев Ю. Н., Федоров Р. М.* Теория авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1978. — Ч. 2. — 334 с.

29. *Пархомов А. Л.* Рабочие режимы многовального ГТД на полях характеристик компрессоров//Труды ЦИАМ № 489, 1971. — 10 с.

30. *Пархомов А. Л.* Приближенные методы определения параметров ТРДД на дросельных режимах//Труды ЦИАМ № 546, 1972. — 20 с.

31. *Пономарев Б. А.* Настоящее и будущее авиационных двигателей. — М.: Воениздат, 1982. — 240 с.

32. Проектный расчет камеры сгорания авиационного ГТД/*Резник В. Е., Данильченко В. П., Болотин Н. Б., Ковылов Ю. Л., Лукачев С. В.* — Куйбышев: КуАИ, 1982. — 84 с.
33. Развитие авиационной науки и техники в СССР. — М.: Наука, 1980. — 496 с.
34. *Седов Л. И.* Методы подобия и размерности в механизме. — 3-е изд. — М.: Наука, 1972. — 440 с.
35. *Солохин Э. А.* Испытания авиационных воздушно-реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1975. — 356 с.
36. *Сосунов В. А., Литвинов Ю. А.* Неуставившиеся режимы работы авиационных газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1975. — 216 с.
37. *Стенькин Е. Д.* Влияние изменения КПД на положение рабочих линий на характеристиках каскадов компрессоров ТРД//Авиационная техника, 1986. № 3.
38. *Стенькин Е. Д., Юрин А. В.* Выбор основных параметров и газодинамический расчет осевого многоступенчатого компрессора авиационных газотурбинных двигателей. — Куйбышев: КуАИ, 1984. — 88 с.
39. Теория воздушно-реактивных двигателей/Под ред. С. М. Шляхтенко. — М.: Машиностроение, 1975. — 568 с.
40. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей/Под ред. С. М. Шляхтенко, В. А. Сосунова. — М.: Машиностроение, 1979. — 432 с.
41. Теория реактивных двигателей (рабочий процесс и характеристики)/Под ред. Б. С. Стечкина. М.: Оборонгиз, 1958. — 534 с.
42. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок/*Дорофеев В. М., Маслов В. Г., Первышин Н. В.* и др. — М.: Машиностроение, 1973. — 144 с.
43. Термогазодинамические расчеты авиационных ГТД/*Ахметзянов А. М., Алаторцев В. П., Аксельрод С. Е., Дружинин Л. Н., Сахабетдинов М. А.* — Уфа: Авиационный институт, 1982. — 256 с.
44. *Тунаков А. П.* Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1979. — 184 с.
45. *Филиппова Л. Д.* Высшая школа США. — М.: Наука, 1981. — 328 с.
46. *Флоров И. Ф.* Некоторые соотношения между параметрами и характеристиками двухконтурных турбореактивных двигателей с отдельными контурами//Тр. ЦИАМ № 457, 1969. — 18 с.
47. *Холщевников К. В.* Некоторые вопросы теории и расчета ТРД. — М.: Оборонгиз, 1960.
48. *Холщевников К. В.* Согласование параметров компрессора и турбины в авиационных газотурбинных двигателях. — М.: Машиностроение, 1965. — 200 с.
49. *Черкасов Б. А.* Автоматика и регулирование воздушно-реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1974. — 376 с.
50. *Черкез А. Я.* Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. — М.: Машиностроение, 1965. — 356 с.
51. *Шевяков А. А.* Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. — М.: Машиностроение, 1970. — 660 с.
52. *Югов О. К., Селиванов О. Д.* Согласование характеристик самолета и двигателя. — М.: Машиностроение, 1975. — 204 с.
53. *Янкин В. И.* Система программ для расчета характеристик ВРД. — М.: Машиностроение, 1976. — 167 с.
54. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей/Под ред. С. М. Шляхтенко. — М.: Машиностроение, 1987. — 568 с.

Организация учебного процесса

Изложенная в предлагаемом учебном пособии четвертая часть курса теории ВРД «Совместная работа узлов и характеристики газотурбинных двигателей» изучается студентами КуАИ в 8-м семестре на лекциях, практических занятиях, а также путем самостоятельных проработок и решения задач. Освоение темы заканчивается контрольной работой, по результатам которой предварительно оценивается качество усвоения теории и умение применять знания для решения задач. Перечень вопросов и задач, которые выносятся на контрольную работу, приведен в учебном пособии в конце каждой темы (главы).

За пять недель семестра (с 8-й по 12-ую) изучение и освоение четвертой части курса завершается курсовой работой «Совместная работа узлов и характеристики ГТД». Работа состоит из трех параграфов (см. приложение 8) и подлежит защите после предварительной проверки ее консультантом.

Контрольные сроки выполнения работ приведены в таблице.

| Недели | Контрольные работы | Недели | Разделы курсовой работы |
|--------|-----------------------------|--------|---|
| 2 | Контр. раб. № 6 (по гл. 11) | 9 | § 1 (по материалам §§ 13.1; 14.1, 14.2.2; 15.2.1; 15.4.2; [39, 28; 49]) |
| 4 | Контр. раб. № 7 (по гл. 12) | 10 | § 2 (по материалам гл. II; §§ 12.1; 12.5; 14.1.1; 14.2.1; 14.3; 15.1; 15.3; [39, 28, 49]) |
| 6 | Контр. раб. № 8 (по гл. 13) | 11 | § 3 (по материалам §§ 13.2; 13.3; 14.1.2; 14.1.3; 14.4; 15.2.2; 15.4.1; 15.5; [39, 28, 49]) |
| 8 | Контр. раб. № 9 (по гл. 14) | 12 | Сдача и защита курсовой работы |

Приложение 8

Совместная работа узлов и характеристики ГТД
(краткое содержание курсовой работы)*

Курсовая работа проводится в 8-м семестре параллельно с изучением соответствующего раздела курса теории ВРД и является продолжением работы «Основные закономерности рабочего процесса и проектный термогазодинамический расчет ГТД», выполненной в 7-м семестре. Результаты предыдущей курсовой работы, а также работы, выполненной по курсу лопаточных машин, являются исходными данными для предлагаемой работы.

* Курсовая работа разработана совместно с С. К. Бочкаревым и В. С. Кузьмичевым.

В курсовой работе студент по своему выбору (и согласованию с консультантом) рассчитывает какие-либо характеристики заданного двигателя: дроссельные, климатические, высотные или скоростные. Работа может быть успешно выполнена только после обстоятельного изучения трех основных глав четвертой части курса (11, 12 и 13), посвященных двигателю с одним регулирующим фактором. Если рассчитываемый двигатель имеет несколько основных регулирующих факторов, то для выполнения этой работы необходимо также знание материала гл. 14 и 15, который излагается на лекциях параллельно с выполнением курсовой работы.

Курсовая работа состоит из трех разделов (параграфов).

В § 1 «Выбор закона (программы) регулирования» предварительно выбирается закон регулирования двигателя, если предполагается рассчитывать климатические, высотные или скоростные характеристики. Если же предполагается рассчитывать дроссельные характеристики, то предварительно выбирается соответственно программа регулирования двигателя.

Предварительный выбор заключается в том, что назначаются несколько вариантов закона регулирования (или несколько законов регулирования), что позволит далее (§ 3) исследовать соответственно несколько вариантов характеристик двигателя и сделать окончательный выбор закона регулирования.

Аналогичный подход должен быть и к предварительному выбору программы регулирования.

Выбор закона и программы регулирования двигателя основывается на материалах § 13.1 «Термогазодинамические основы регулирования ГТД». Если предполагается рассчитать характеристики современного турбореактивного двигателя с регулируемыми сечениями, то при выборе закона и программы регулирования необходимо руководствоваться соображениями, изложенными в § 14.1 «Особенности совместной работы узлов газогенератора при изменении пропускной способности за турбиной. Характеристики однофазного ТРД при $F_{с.кр} = \text{var}$ » и в разделе 14.2.2. «Особенности газогенератора при $F_{с.а} = \text{var}$, $F_{с.кр} = \text{var}$. Регулирование и характеристики ТРД». Особенности регулирования турбовинтовых (турбовальных) двигателей и турбореактивных двигателей с форсажными камерами изложены соответственно в 15.2.1 и 15.4.2.

Выбор закона (или программа) регулирования изображается в виде графика, численные значения которого в общем случае получаются по результатам расчета (§ 3) характеристик двигателя (в простейшем случае численные значения параметров режима являются исходными для расчета характеристик). Необходимо также привести и обосновать структурную схему регулирования двигателя.

В § 2 «Особенности совместной работы узлов ГТД заданного типа и схемы» на основе гл. 11 делается, прежде всего, краткий общий анализ совместной работы узлов рассчитываемого двигателя.

Далее следует подчеркнуть особенности совместной работы узлов проектируемого ГТД, используя при необходимости материалы, изложенные в §§ 12.1 (многовальный газогенератор), 12.5 (ТРДД со смешением потоков), 14.1.1 (газогенератор при изменении пропускной способности за турбиной), 14.2 (газогенератор с регулируемой турбиной, соплом и компрессором), 14.3 (многовальный газогенератор с регулируемым сечениями), 15.1 (ТВД и ТВД), 15.3 [ТРД(Д)Ф].

Затем рассчитывается линия совместной работы на характеристике компрессора. (Если двигатель многовальный, то рекомендуется для простоты наносить такую линию только на характеристику компрессора ВД). С этой целью предварительно строится характеристика компрессора в общепринятом виде:

$$\pi_k^* = f[\bar{n}_{пр}, q(\lambda_{вх})]; \quad \eta_k^* = f[\bar{n}_{пр}, q(\lambda_{вх})].$$

Характеристика может быть построена путем пересчета на основании рекомендованных типовых характеристик (заданных в относительном виде) и известных значений $\pi_{к0}^*$ и $q(\lambda_{вх})_0$ в исходной расчетной точке (по результатам

проектного расчета на взлетном режиме). Она может быть построена также на основании расчетов, выполненных на ЭВМ.

Что касается линии совместной работы, то она рассчитывается без использования ЭВМ (вручную). При выполнении этих расчетов целесообразно задаться величинами $q(\lambda_{вх})$, по уравнению (11.7, а) вычислить соответствующие значения

$\frac{\pi_k^*}{V l_k}$, по которым с помощью номограммы (приложение 11) легко

подбираются величины π_k^* и η_k на характеристике компрессора.

По результатам расчета линии совместной работы определяются и анализируются запасы устойчивой работы компрессора. При необходимости даются предложения по увеличению запасов устойчивости.

Следует помнить, что для двигателя с несколькими регулирующими факторами положение линии совместной работы зависит в общем случае от закона регулирования.

Для одновальных двигателей с двумя или тремя регулирующими факторами целесообразно на характеристику компрессора нанести сетку линий $T_{г.пр}^* = \text{const}$. Для одновального ТВД на характеристику компрессора наносятся линии совместной работы или точки совместной работы, соответствующие различным полетным и погодным условиям (различным $T_{г.пр}^*$) и принятому закону регулирования температуры газа перед турбиной и частоты вращения ротора.

Проделанный анализ совместной работы узлов позволяет не допустить ошибок при выборе параметров регулирования (или параметров режима) двухвальных и трехвальных двигателей с несколькими регулирующими факторами. Например, анализ совместной работы узлов двухвального ТРДД показывает, что изменение площади сопла практически не оказывает влияние на температуру газа перед турбиной (см. § 14.3). Следовательно, эта температура не может регулироваться за счет изменения указанной площади. Поэтому выводы § 1, касающиеся выбора параметров регулирования (режима), должны быть согласованы с результатами проделанного в § 2 анализа.

В § 3 «Расчет характеристик двигателя» вначале составляется методика расчета характеристик двигателя заданного типа и схемы. За основу принимается метод расчета характеристик простейшего ТРД, описанный в § 13.2, а также изложенные там соображения, касающиеся особенностей расчета многовальных ТРД(Д). Некоторые особенности расчета характеристик ТРД(Д) с регулируемой площадью характерных сечений описаны в § 14.4, а ТВД (ТВаД) и ТРД(Д)Ф — в § 15.5.

Затем в диалоговом режиме на ЭВМ рассчитываются какие-либо характеристики двигателя: дроссельные, климатические, высотные или скоростные. Расчет характеристик производится для различных законов (программ) регулирования, предварительно выбранных в § 1.

Результаты расчетов (основные данные и удельные параметры двигателя, параметры рабочего процесса, а также частоты вращения роторов и параметры рабочего тела в проточной части) изображаются на графиках и подробно анализируются; объясняется полученный характер изменения параметров в зависимости от внешних условий или от режима, исследуется влияние закона (программы) регулирования. По этим параметрам еще раз наносится линия совместной работы на характеристику компрессора ВД и сравниваются линии, полученные в результате «ручного» и машинного расчетов.

По результатам проделанного расчета и анализа параметров окончательно выбирается закон (программа) регулирования двигателя. В общем случае закон регулирования, как известно (см. раздел 14.1.2), выбирается из условия обеспечения тактико-технических требований, предъявляемых к летательному аппарату. В данном случае он выбирается из условия обеспечения заданной тяги. Программа регулирования двигателя с несколькими регулирующими факторами выбирается из условия обеспечения минимального удельного расхода топлива (см. раздел 14.1.3).

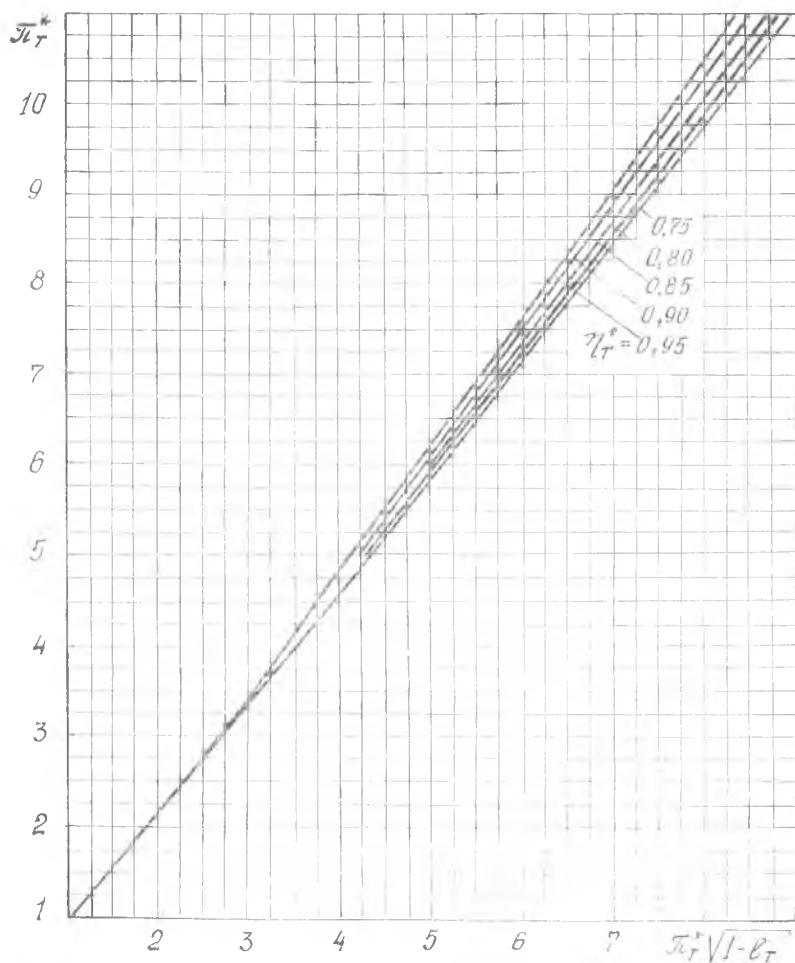
После окончательного выбора закона (программы) регулирования следует вернуться к § 1 и уточнить его.

Подчеркнем, что обоснование принятого закона (программы) регулирования, анализ совместной работы узлов и полученных результатов расчета характеристик, а также составление методики расчета характеристик двигателя являются главным содержанием курсовой работы и должны быть изложены подробно.

Требования к выполнению курсовой работы более подробно изложены в методических указаниях. Там же приведен более подробный список рекомендованной литературы. Ориентировочный объем работы 10...15 стр.

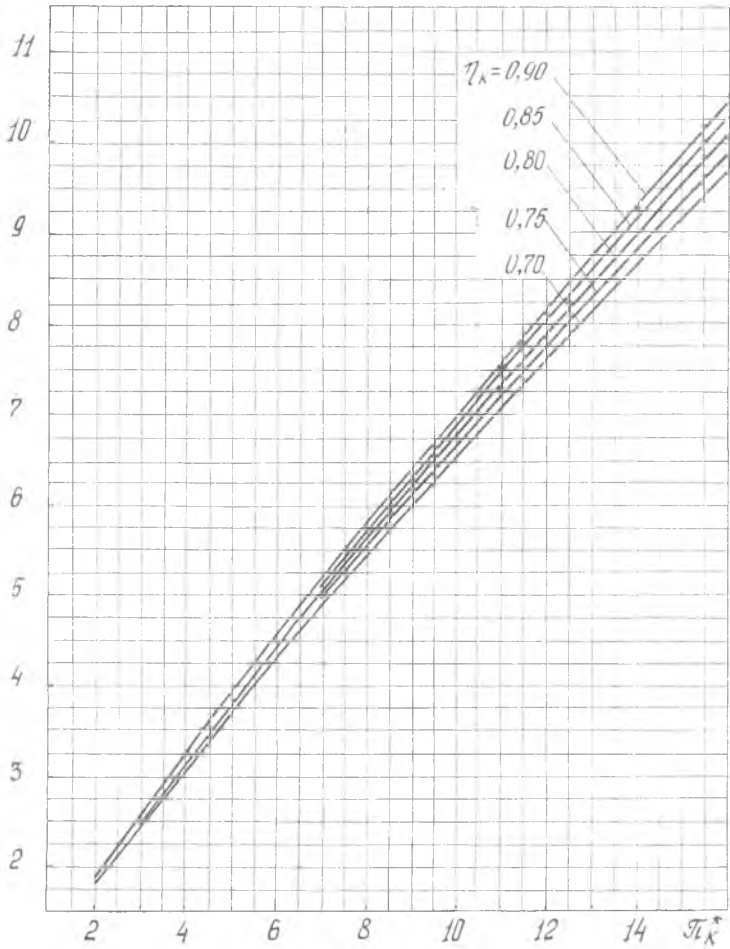
Приложение 9

Номограмма для определения π_T^*

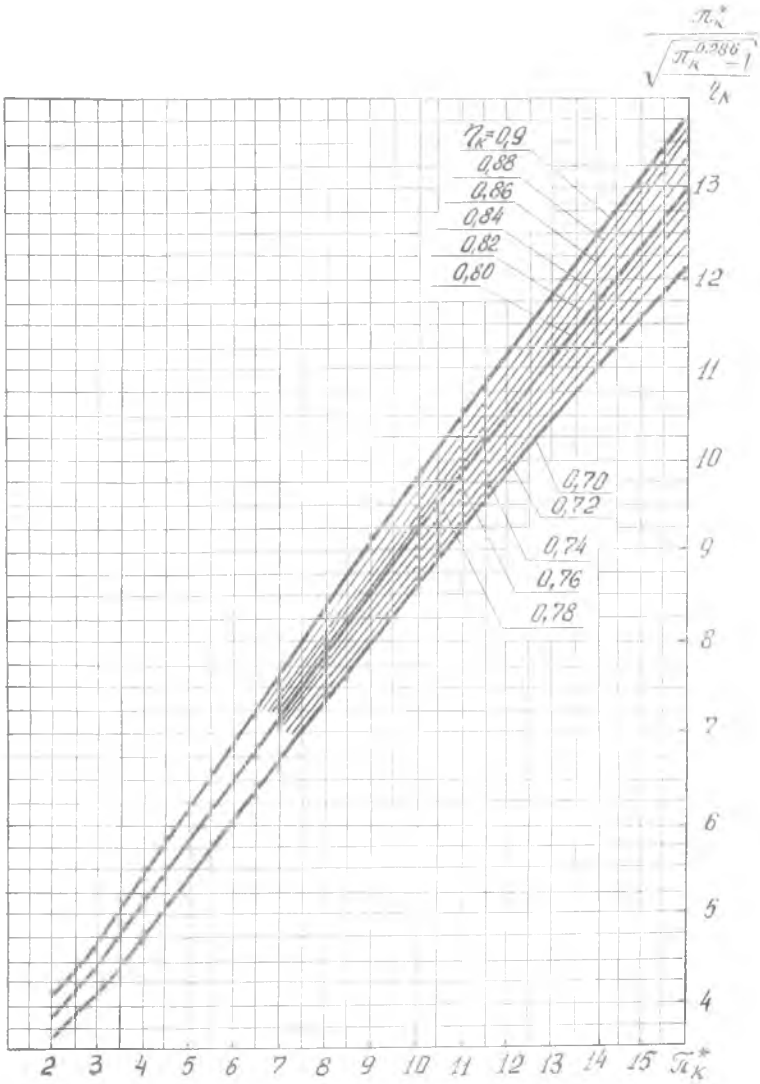


Номограмма для определения π_k^*

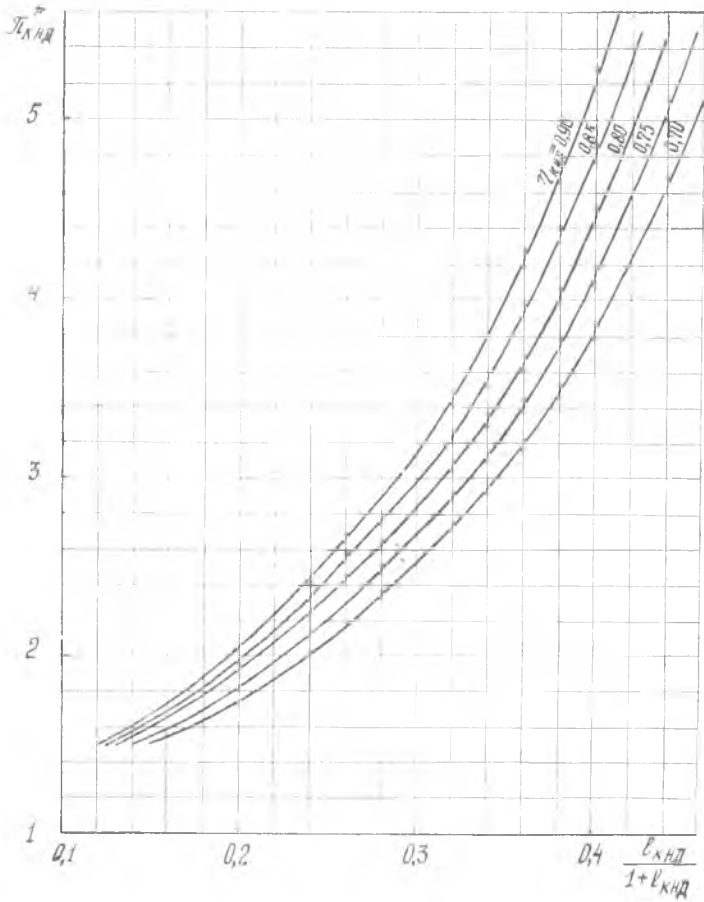
$$\sqrt{1 + \frac{\frac{\pi_k}{0,286} - 1}{2\pi_k}}$$



Номограмма для расчета линии совместной работы



Номограмма для определения $\pi_{кнд}^*$



Ответы к решению задач

Г л а в а 11

1. G_{θ} увеличится от 33,8 до 35,2 кг/с; φ увеличится от 0,558 до 0,583.
 2. $\sigma_{\text{вх}}$ уменьшится от 0,84 до 0,81. 4. $\pi_{\text{Т}}^* = 5,45$. 5. $\pi_{\text{ТВД}}^* = 2,25$, $\pi_{\text{ТНД}}^* = 3,15$.
 6. $\lambda_{\text{К}} = 0,29$. 7. а) $\lambda_{\text{ВХ}} = 0,57$; б) $\pi_{\text{К}}^* = 11$. 9. $\pi_{\text{К}}^* = 16$. 10. $\pi_{\text{КНД}}^* = 4,69$.
 11. $\pi_{\text{КВД}}^* = 7,76$. 12. $\pi_{\text{КНД}}^* = 1,61$.

Г л а в а 12

2. $\pi_{\text{К}}^* = 9,1$, $q(\lambda_{\text{ВХ}}) = 0,88$. 4. $m = 1,24$, $r = 1,26$. 5. $\pi_{\text{КНД}}^* = 2,5$. 6. $\pi_{\text{КНД}}^* = 3,27$, $q(\lambda_{\text{ВХ}}) = 0,892$. 7. При $q(\lambda_{\text{ВХВД}}) = 0,6$ имеем $\pi_{\text{КВД}}^* = 6$, $q(\lambda_{\text{ВХ}}) = 0,59$ и $\pi_{\text{КНД}}^* = 1,65$. 9. $\pi_{\text{К}}^* = 14,7$, $T_{\text{К}}^* = 680$ К, $p_{\text{К}}^* = 14,7 \cdot 10^5$ Па. 10. $G_{\theta} = 82,3$ кг/с. 11. $G_{\theta} = 81,4$ кг/с. 12. $G_{\text{Т}} = 2,3$ кг/с. 13. $G_{\theta} = 68$ кг/с, $G_{\text{Т}} = 1,09$ кг/с. 14. а) $T_{\text{Т}}^* = 538$ К, $p_{\text{Т}}^* = 2,82 \cdot 10^5$ Па, $n = 10400$ об/мин, $G_{\theta} = 73,7$ кг/с, $G_{\text{Т}} = 1,38$ кг/с; б) $T_{\text{Т}}^* = 400$ К, $p_{\text{Т}}^* = 3 \cdot 10^5$ Па, $n = 8950$ об/мин, $G_{\theta} = 91$ кг/с, $G_{\text{Т}} = 1,26$ кг/с. 17. При $T_{\text{Г.пр}}^* = 1600$ К, $n_{\text{ВД}}/n_{\text{НД}} = 1,16$, а при $T_{\text{Г.пр}}^* = 1200$ К, $n_{\text{ВД}}/n_{\text{НД}} = 1,28$. 18. При $\pi_{\text{КНД}}^* = \pi_{\text{КСД}}^* = \pi_{\text{КВД}}^* = 0,8$ имеем $q(\lambda_{\text{ВХ}}) = 0,7$, $q(\lambda_{\text{ВХСД}}) = 0,82$ и $q(\lambda_{\text{ВХВД}}) = 0,93$.

Г л а в а 13

1. $G_{\text{Т}} = p_{\text{К}}^* \cdot 10^{-8} (355 - 0,274 T_{\text{К}}^*)$ кг/с. 2. $G_{\text{Т}} = 1,51$ кг/с. 3. $G_{\text{Т}} = 2,61$ кг/с.
 4. $P = 8,37$ кН. 5. $C_{\text{уд}} = 99,4$ кг/кН·ч. 6. а) $P = 6710$ даН, $T_{\text{Г}}^* = 1130$ К, $p_{\text{К}}^* = 1800$ кПа, $G_{\text{Т}} = 1,1$ кг/с, $G_{\theta} = 146$ кг/с; б) $P = 4790$ даН, $T_{\text{Г}}^* = 1160$ К, $p_{\text{К}}^* = 1440$ кПа, $G_{\text{Т}} = 0,75$ кг/с, $G_{\theta} = 108$ кг/с. 7. а) $P = 67,5$ кН, $C_{\text{уд}} = 74,6$ кг/кН·ч, $T_{\text{Г}}^* = 1355$ К, $p_{\text{К}}^* = 1110$ кПа, $G_{\theta} = 79$ кг/с; б) $P = 88,3$ кН, $C_{\text{уд}} = 74$ кг/кН·ч, $T_{\text{Г}}^* = 1470$ К, $p_{\text{К}}^* = 1350$ кПа, $G_{\theta} = 94,1$ кг/с. 8. $G_{\text{Т}} = 3,28$ кг/с. 9. $P = 2970$ даН, $C_{\text{уд}} = 1,25$ кг/даН·ч при $H = 11$ км, $M_{\text{пр}} = 1$.
 10. $P = 6440$ даН, $C_{\text{уд}} = 1,19$ кг/даН·ч. 11. При $T_{\text{Г.пр}}^* = 1600$ К имеем $P_{\text{пр}} = 9200$ даН, $C_{\text{уд}} = 0,57$ кг/даН·ч. 12. При $T_{\text{Г}}^* = 1400$ и 1200 К имеем соответственно $G_{\text{уд}} = 0,93$ и $0,86$ кг/даН·ч. 13. В частности, при $T_{\text{Г}}^* = 1180$ К получим: $G_{\text{Г.пр}} = 2840$ кг/ч, $G_{\theta.пр} = 46,5$ кг/с, $\pi_{\text{с}} = 2,87$, $T_{\text{Г.пр}}^* = 905$ К, $n_{\text{пр}} = 105\%$, $\pi_{\text{К}} = 9,9$. 14. $\bar{n}_{\text{НД.пр.г}} = 0,825$ и $\bar{n}_{\text{ВД.пр.г}} = 0,935$ при $T_{\text{Г.пр}}^* = 0,8$.
 15. При $T_{\text{Г}}^* = 500$ К имеем: а) $T_{\text{Г}}^* = 1920$ К, б) $T_{\text{Г}}^* = 1880$ К, в) $T_{\text{Г}}^* = 1920$ К, г) $T_{\text{Г}}^* = 2000$ К. 16. При $T_{\text{Г}}^* = 400$ К имеем: а) $T_{\text{Г}}^* = 1660$ К, б) $T_{\text{Г}}^* = 1890$ К,

в) $T_{г}^* = 1660$ К. 17. $\lambda_I = 0,37$ и $\lambda_{II} = 0,55$ при $T_{г.пр}^* = 1285$ К. 18. Величинам $q(\lambda_I) = 0,19; 0,29$ и $0,64$ соответствуют $\pi_{ТВД}^* = 2; 2,8$ и $3,6$; $\pi_{ТНД}^* = 1,23; 1,34$ и $2,6$. 19. Тяга ТРДД $P = 14500$ даН; ТРДДсм $P = 15200$ даН. 20. Температурам $T_{г.пр}^* = 1600$ и 1200 К соответствуют тяги $P_{пр} = 11600$ и 6200 даН.

Г л а в а 14

3. При $T_{г.пр}^* = 1400; 1200$ и 1000 К получаем соответственно $\bar{n}_{пр.г} = 1; 1,04; 1,1$ и $\bar{F}_{с.кр} = 1; 1,1; 1,23$. 4. При $T_{г.пр}^* = 1400, 1250$ и 1100 К площадь соплового аппарата соответственно равна $F_{с.а} = 0,098; 0,0996$ и $0,1038$ м². 5. При $T_{г.пр}^* = 0,9; 0,8$ и $0,7$ величины $\bar{n}_{пр.г}$ соответственно равны $1,02; 1,05$ и $1,09$. 6. Степень повышения давления компрессора при $q(\lambda_{вх}) = \text{const}$ и $T_{г.пр}^* = \text{const}$ соответственно равна: а) $\pi_k^* = 11,5$ и $13,8$; б) $\pi_k^* = 11,15$ и $10,1$. 7. При $T_H^* = -400$ К площадь $F_{с.кр}$ равна: а) $0,25$; б) $0,4$; в) $0,255$; г) $0,254$ м². 8. При $T_H^* = 350$ и 420 К имеем соответственно $n = 102$ и 100% . 9. При $T_H^* = 288; 357; 390$ и 450 К имеем соответственно $F_{с.кр} = 0,245; 0,25; 0,262$ и $0,269$ м². 10. При $T_H = 270; 288$ и 320 К тяга соответственно равна: а) $P = 8500; 7500$ и 5500 даН; б) $P = 8090; 7500$ и 5910 даН. 12. При $T_H^* = 288$ и 426 К частота вращения ротора $n = 100$ и 97% . 13. При $T_{г.пр}^* = 1400; 1100$ и 900 К получаем соответственно $F_{с.кр} = 0,237; 0,248; 0,253$ м² и $F_{с.а} = 0,098; 0,1$ и $0,097$ м². 14. Линия совместной работы определяется соответственно величинами: при $n_{пр} = 100, 95, 90, 85$ и 80% $\pi_k^* = 10; 8,5; 7; 5,6$ и $4,4$. При $T_H^* = -288; 350$ и 400 К $n = 100, 101$ и 102% . 15. а) $\delta F_{с.а} = -8,7\%$; $\delta F_{с.кр} = +11\%$; б) $\delta F_{с.а} = -10,6\%$; $\delta F_{с.кр} = +14\%$. 16. $\delta P = 10\%$.

Г л а в а 15

1. $F_{с.кр} = 0,775$ м²; $P = 20660$ даН. 2. $G_{т.ф} = 3,51$ кг/с; $F_{с.пкр} = 0,316$ м². 3. $\pi_T^* = 2,4$. 4. $G_{т.ф} = 5,0$ кг/с; $C_{уд.ф} = 2,05$ кг/даН·ч; $P = 5480$ даН; $C_{уд} = 0,453$ кг/даН·ч; $F_{с.кр} = 0,264$ м². 5. а) $C_{уд.ф} = 2$ кг/даН·ч; б) $C_{уд.ф} = 1,35$ кг/даН·ч; в) $C_{уд.ф} \approx 1$ кг/даН·ч; г) $C_{уд.ф} = 1,45$ кг/даН·ч.

Оглавление

| | |
|-------------------------------|---|
| От автора | 3 |
| Основные условные обозначения | 6 |
| Введение | 9 |

Часть четвертая

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА УЗЛОВ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Глава 11. Общий анализ уравнений совместной работы узлов ГТД

| | |
|---|----|
| § 11.1. Совместная работа входного устройства и компрессора | 12 |
| § 11.2. Совместная работа турбины и сопла | 15 |
| § 11.3. Совместная работа узлов газогенератора | 20 |
| 11.3.1. Совместная работа камеры сгорания и турбины ВД | 20 |
| 11.3.2. Совместная работа компрессора и расположенной за ним сети | 21 |
| 11.3.3. Совместная работа компрессора и турбины ВД | 23 |
| § 11.4. Совместная работа компрессора и турбины НД | 26 |
| § 11.5. Совместная работа всех узлов ГТД | 29 |
| Выводы | 31 |
| Контрольные вопросы | 33 |
| Задачи | 33 |

Глава 12. Основные закономерности совместной работы узлов для газотурбинных двигателей с одним регулирующим фактором

| | |
|--|----|
| § 12.1. Основные закономерности совместной работы узлов многовального турбокомпрессора | 36 |
| 12.1.1. Линия совместной работы | 36 |
| 12.1.2. Особенности совместной работы узлов двухвального газогенератора | 39 |
| 12.1.3. Особенности совместной работы узлов турбовентилятора ТРДД | 42 |
| § 12.2. Подобные режимы и формулы приведения | 43 |
| 12.2.1. Подобные режимы | 43 |
| 12.2.2. Формулы приведения | 45 |
| 12.2.3. Приведение параметров к САУ по температуре и давлению в различных сечениях двигателя | 49 |
| § 12.3. Обобщенные характеристики двигателя | 52 |
| 12.3.1. Основные закономерности изменения параметров турбокомпрессора | 53 |
| 12.3.2. Анализ зависимости приведенных и относительных параметров двигателя от критериев подобия | 56 |
| 12.3.3. Особенности обобщенных характеристик двухвальных ТРД(Д) | 59 |
| § 12.4. Влияние параметров рабочего процесса на совместную работу узлов и на обобщенные характеристики | 62 |
| 12.4.1. Одновальный газогенератор. Одновальный ТРД | 62 |
| 12.4.2. Двухвальный газогенератор. Двухвальный ТРД(Д) | 67 |
| § 12.5. Особенности совместной работы узлов ТРДДсм. Обобщенные характеристики | 74 |

| | |
|--|-----|
| Выводы | 79 |
| Контрольные вопросы | 82 |
| Задачи | 84 |
| Глава 13. Основные характеристики ТРД(Д). Методы их расчета и анализа. Термодинамические основы регулирования | |
| § 13.1. Термодинамические основы регулирования ГТД | 87 |
| 13.1.1. Эксплуатационные режимы | 88 |
| 13.1.2. Закон и программа регулирования | 88 |
| 13.1.3. Регулирование ГТД из условия поддержания заданного значения температуры газа перед турбиной | 91 |
| 13.1.4. Регулирование турборактивных двигателей по закону $n_{вд(нд)} = \text{const}$ | 93 |
| § 13.2. Методы расчета и анализа характеристик ГТД | 98 |
| 13.2.1. Введение. Задание на расчет характеристик | 99 |
| 13.2.2. Приближенный метод расчета характеристик одновального ТРД | 101 |
| 13.2.3. Метод расчета характеристик одновального ТРД по заданным характеристикам его узлов | 103 |
| 13.2.4. Особенности методики расчета характеристик ТРД(Д) различных схем | 106 |
| 13.2.5. Метод расчета обобщенных характеристик двигателя | 108 |
| § 13.3. Анализ основных характеристик ТРД(Д) | 110 |
| 13.3.1. Дроссельные характеристики | 111 |
| 13.3.2. Климатические характеристики | 114 |
| 13.3.3. Высотные характеристики | 119 |
| 13.3.4. Скоростные характеристики | 121 |
| 13.3.5. Влияние параметров рабочего процесса, типа, схемы двигателя и законов регулирования на характеристики ТРД(Д) | 123 |
| Выводы | 129 |
| Контрольные вопросы | 131 |
| Задачи | 132 |
| Глава 14. Особенности газотурбинных двигателей с несколькими регулирующими факторами | |
| § 14.1. Особенности совместной работы узлов газогенератора при изменении пропускной способности за турбиной. Характеристики одновального ТРД при $F_{с.кр} = \text{var}$ | 139 |
| 14.1.1. Особенности газогенератора и обобщенные характеристики ТРД при $F_{с.кр} = \text{var}$ | 140 |
| 14.1.2. Особенности регулирования одновального ТРД и его характеристики на максимальном режиме при $F_{с.кр} = \text{var}$ | 145 |
| 14.1.3. Особенности регулирования одновального ТРД и его характеристики на режимах пониженной тяги при $F_{с.кр} = \text{var}$ | 150 |
| 14.1.4. Структурные схемы регулирования ТРД при $F_{с.кр} = \text{var}$ | 152 |
| § 14.2. Особенности совместной работы узлов газогенератора при регулировании соплового аппарата турбины, сопла и компрессора. Характеристики соответствующего одновального ТРД | 154 |
| 14.2.1. Особенности газогенератора при $F_{с.а} = \text{var}$, обобщенные характеристики | 155 |
| 14.2.2. Особенности газогенератора при $F_{с.а} = \text{var}$, $F_{с.кр} = \text{var}$. Регулирование и характеристики ТРД | 156 |
| 14.2.3. Особенности газогенератора с регулируемыми направляющими аппаратами компрессора и с перепуском воздуха. Характеристики соответствующего ТРД | 160 |
| § 14.3. Особенности влияния площадей характерных сечений и регулирования компрессора на совместную работу узлов и характеристики многовальных ТРД(Д) | 167 |
| 14.3.1. Особенности влияния площади сопла | 167 |

| | |
|---|-----|
| 14.3.2. Особенности влияния площади соплового аппарата турбины ВД | 170 |
| 14.3.3. Особенности влияния площади соплового аппарата турбины НД | 172 |
| 14.3.4. Особенности влияния площадей характерных сечений в системе многовальных двигателей. Влияние регулирования компрессора | 173 |
| § 14.4. Особенности расчета характеристик ТРД(Д) с регулируемыми площадями характерных сечений | 175 |
| 14.4.1. Одновальный ТРД | 176 |
| 14.4.2. Многовальный ТРД(Д) при $F_{с.кр} = \text{var}$ | 177 |
| 14.4.3. Многовальный ТРД(Д) при $F_{с.аВД} = \text{var}$ и $F_{с.аНД} = \text{var}$ | 179 |
| Выводы | 181 |
| Контрольные вопросы | 183 |
| Задачи | 185 |
| Глава 15. Особенности турбовинтовых, турбовальных двигателей и турбореактивных двигателей с форсажными камерами | |
| § 15.1. Особенности совместной работы узлов ТВД и ТВаД, их обобщенные характеристики | 189 |
| 15.1.1. Одновальный ТВД | 189 |
| 15.1.2. ТВаД со свободной турбиной | 192 |
| § 15.2. Особенности регулирования и характеристик одновального ТВД и ТВаД со свободной турбиной | 195 |
| 15.2.1. Особенности регулирования | 195 |
| 15.2.2. Особенности характеристик | 197 |
| § 15.3. Особенности совместной работы узлов ТРД(Д)Ф. Их обобщенные характеристики | 201 |
| 15.3.1. Особенности совместной работы узлов | 201 |
| 15.3.2. Анализ влияния параметров режима на тягу | 203 |
| § 15.4. Особенности характеристик и регулирования турбореактивных двигателей с форсажными камерами | 206 |
| 15.4.1. Особенности характеристик ТРД(Д)Ф | 207 |
| 15.4.2. Особенности регулирования ТРД(Д)Ф | 213 |
| § 15.5. Особенности расчета характеристик ТВД(ТВаД) и ТРД(Д)Ф | 219 |
| Выводы | 220 |
| Контрольные вопросы | 223 |
| Задачи | 225 |
| Библиографический список | 225 |
| Приложение 7. Организация учебного процесса | 228 |
| Приложение 8. Совместная работа узлов и характеристики ГТД (краткое содержание курсовой работы) | 229 |
| Приложение 9. Номограмма для определения | |
| $\pi_T^* = f(\pi_T^* \sqrt{1 - l_T}; \eta_T^*)$ | 231 |
| Приложение 10. Номограмма $\frac{\pi_K^*}{\sqrt{1 + l_K}} = f(\pi_K^*; \eta_K)$ для определения π_K^* | 232 |
| Приложение 11. Номограмма $\frac{\pi_K^*}{\sqrt{l_K}} = f(\pi_K^*; \eta_K)$ для расчета линии совместной работы | 233 |
| Приложение 12. Номограмма для определения | |
| $\pi_{КНД}^* = f\left(\frac{l_{КНД}}{1 + l_{КНД}}; \eta_{КНД}\right)$ | 234 |
| Приложение 13. Ответы к решению задач | 235 |

Св. план 1988

Виктор Владимирович Кулагин

Теория ВРД

**Совместная работа узлов и характеристики
газотурбинных двигателей**

Редактор Э. Грязнова
Техн. редактор Н. Каленюк
Корректор Н. Куприянова

Сдано в набор 15.04.88 г. Подписано в печать 26.08.88 г. ЕО00263.
Формат 60×84¹/₁₆. Бумага типографская № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. п. л. 15. Уч.-изд. л. 16 краскоотт. Тираж 1000 экз. Заказ 5867. Цена 80 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный институт им. академика С. П. Королева, г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.
Ордена Трудового Красного Знамени тип. издательства Куйбышевского обкома КПСС, г. Куйбышев, пр. Карла Маркса, 201.