

В. А. СОСУНОВ, Ю. А. ЛИТВИНОВ

НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ
РЕЖИМЫ РАБОТЫ
АВИАЦИОННЫХ
ГАЗОТУРБИННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ



Москва

«МАШИНОСТРОЕНИЕ»

1975

Рецензент д-р техн наук проф. Б. А. Черкасов

В. А. Сосунов, Ю. А. Литвинов. Неустановившиеся режимы работы авиационных газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1975, 216 с.

В книге изложены теория и методы расчета неустановившихся режимов работы авиационных газотурбинных двигателей (запуск, разгон, сброс оборотов) в земных и полетных условиях. Рассмотрены внешние и внутренние факторы, влияющие на динамику двигателей разных схем (одновальных и многоувальных ТРД, ТРДД, ТВД), возможности применения теории подобия при анализе переходных процессов и принципы рационального регулирования ГТД на переходных режимах.

Книга предназначена для специалистов авиационной промышленности и организаций, эксплуатирующих авиационную технику; она также может быть полезна работникам других транспортных специальностей, преподавателям и студентам технических вузов, интересующимися специальными разделами теории газотурбинных двигателей. Табл. 2. Ил. 158. Список лит. 29 назв.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Способность авиационных двигателей быстро изменять режим работы — их важнейшая эксплуатационная характеристика. Она в значительной степени определяет такие качества самолетов, как быстрота запуска двигателя и готовность к полету, маневренность и безопасность в критических ситуациях.

Правильный учет всех действующих факторов при расчете и регулировании двигателя на переходных режимах в разных условиях полета позволяют сочетать хорошие динамические свойства двигателя с надежной работой его элементов. С улучшением термодинамических характеристик ГТД, их конструкции и систем регулирования существенно улучшилась и динамика современных ГТД, сократилось время переходных процессов, в результате чего более существенной, чем раньше, стала роль тепловой и газодинамической нестационарности, изменяющей характеристики элементов. Эти явления осложняют теоретический анализ и экспериментальные исследования неустановившихся режимов ГТД.

Вопросы теории и экспериментального исследования авиационных ГТД на неустановившихся режимах нашли относительно слабое освещение в литературе. Настоящая книга имеет целью восполнить этот пробел, хотя авторы не претендуют на исчерпывающее изложение всех вопросов, охватываемых рассматриваемой проблемой. Авторы опирались в основном на результаты собственных исследований, однако для большей полноты изложения в ряде случаев использовались данные других исследователей.

Книга состоит из введения и восьми глав. В введении даются общая характеристика переходных процессов и основные определения, формулируются требования к динамическим характеристикам авиадвигателей.

В гл. I—VI изложены теория неустановившихся режимов ГТД и методы их расчета, анализируется влияние условий полета, схемы двигателя, моментов инерции роторов и способов регулирования двигателя на длительность переходных процессов.

В гл. VII рассматриваются возможные изменения характеристик элементов двигателя на переходных режимах из-за газодинамической и тепловой нестационарности процессов, а также

результаты экспериментального исследования характеристик компрессоров в системе двигателя на неустановившихся режимах. Исследование нестационарных характеристик элементов в системе двигателя методически очень сложно, и авторы надеются, что приведенный в книге материал позволит расширить работы в этой богатой новыми фактами области.

В гл. VIII сделана попытка найти связь моментов инерции роторов ТРД и ТРДД с их весовыми характеристиками и параметрами цикла на основе анализа статистических данных.

В. А. Сосуновым написаны: введение и разделы 1.1, 1.2, 2.4, 3.1, 3.3, 4.2, 4.3, 5.1, 7.1, 7.2, 8.1 и 8.2.

Ю. А. Литвинов написал разделы 1.3, 2.1, 2.2, 3.4, 5.2, 7.3 и 8.3.

Ю. А. Литвиновым и В. А. Сосуновым совместно написаны разделы 2.3, 3.2 и 4.1.

Глава VI написана совместно Ю. А. Литвиновым и И. Я. Лившицем. Большую помощь в написании некоторых разделов оказали канд. техн. наук М. М. Цховребов, инж. П. А. Случевский (8.1), канд. техн. наук Л. Н. Дружинин, инж. Л. И. Швец (4.2.2, 4.2.3), инж. Н. П. Земцов (3.4, 7.3), инж. Н. В. Морозова (8.2), которым авторы приносят искреннюю благодарность.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a, a_{kp} — местная и критическая скорости звука, м/с;
 c — абсолютная скорость потока газа, м/с;
 c_p — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 F — площадь, м²;
 $f(\lambda)$ — безразмерный импульс потока;
 G — массовый расход воздуха на входе в двигатель, кг/с;
 G_{tp} — массовый расход топлива, кг/с;
 g — ускорение силы тяжести, м/с²;
 $g_i = \Delta G_i / \hat{G}$ — относительное изменение расхода в i -м сечении;
 H — высота полета, км;
 H_u — низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг;
 I — полный импульс потока, кг·м/с²;
 I_z — полярный момент инерции, кг·м²;
 k — показатель изэнтропы;
 K_y — коэффициент запаса устойчивости компрессора;
 K_t — коэффициент динамичности, с;
 L — удельная работа сжатия (расширения), Дж/кг;
 L_0 — количество воздуха, в кг, теоретически необходимое для сжигания 1 кг топлива;
 l — безразмерная удельная работа сжатия (расширения);
 M_{π} — число Маха полета;
 M — масса, кг; крутящий момент, Н·м;
 m — степень двухконтурности ТРДД;
 N — мощность, Вт;
 n — частота вращения, 1/с;
 p, p^* — статическое и полное давления, Па;
 $p_{H_0} = 101,3$ кПа — нормальное атмосферное давление;
 Q — тепловой поток, Вт;
 q_{tp}, q_{fp} — отношения расходов топлива в основной и форсажной камерах к расходу воздуха;
 $q(\lambda) = \rho c / (\rho c)_{kp}$ — безразмерная плотность тока;
 R — тяга двигателя, Н;
 R — газовая постоянная, Дж/(кг·К);
 S — коэффициент скольжения роторов двухвальных ТРД;
 T, T^* — температура статическая и торможения, К;
 $T_{H_0} = 288\text{K}$ — нормальная атмосферная температура;
 t — время, с;
 u — окружная скорость, м/с;
 V — объем, м³;
 V_{π} — скорость полета, м/с;
 ω — относительная скорость, м/с;
 α — коэффициент избытка воздуха;
 γ_R — удельный вес двигателя;
 $\delta^* = p_i^* / p_{H_0}$ — относительное полное давление в i -м сечении;
 η — к. п. д. лопаточных машин;

η_g , η_f — коэффициенты полноты сгорания топлива в основной и форсажной камерах;

η_m — механический к. п. д.;

$\theta^* = T_i^*/T_{H_0}$ — относительная температура торможения в i -м сечении;

λ — коэффициент скорости (приведенная скорость);

μ — удельная масса конструкции (на 1 кг/с расхода воздуха), с;

ν — коэффициент изменения расхода в i -м сечении;

π — степень повышения (понижения) давления;

ρ — плотность;

σ — коэффициент сохранения полного давления;

τ — степень повышения (понижения) температуры;

ω — угловая скорость;

φ — угол поворота направляющего аппарата; коэффициент скорости.

Индексы

0 — приведенное к нормальным атмосферным условиям значение параметра;

H — параметры воздуха, соответствующие высоте полета;

вт — винт;

в — вентилятор;

у — установившийся режим;

н — неустановившийся режим;

р — разгон; рост тяги;

пр — приемистость;

сб — сброс оборотов; снижение тяги;

гр — граница устойчивой работы;

н. а — направляющий аппарат;

с. а — сопловой аппарат;

к. с — камера сгорания основная;

отб — отбор;

ф — форсажная камера;

V — влияние скоростного напора набегающего воздуха;

I — внутренний контур ТРДД;

II — внешний контур ТРДД.

Сокращения

ВРД — воздушно-реактивный двигатель;

ГТД — газотурбинный двигатель;

ТРД — турбореактивный одноконтурный двигатель;

ТВД — турбовинтовой двигатель;

ТРДФ — ТРД с форсажной камерой;

ТРДД — двухконтурный турбореактивный двигатель с раздельными контурами;

ТРДД_{см} — ТРДД со смешением потоков;

ТРДД_{II} — ТРДД с форсажной камерой в наружном контуре;

ТРДДФ_{см} — ТРДД_{см} с общей форсажной камерой;

РУД — рычаг управления двигателем;

САР — система автоматического регулирования.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в авиации доминирующую роль играют одноконтурные и двухконтурные турбореактивные двигатели; сохраняют ограниченное применение на самолетах ТВД, в недалеком прошлом имевшие широкое распространение.

Одноконтурные ТРД с форсажными камерами широко применяются в сверхзвуковой авиации (ТРДФ Р11Ф-300 на самолете МИГ-21, J-79 на самолетах F-4 «Фантом», «Атар» 9К на самолетах «Мираж», «Олимп»-593 на сверхзвуковом пассажирском самолете «Конкорд» и др.). ТРД без форсажной камеры до сих пор эксплуатируются на большом числе гражданских (главным образом, служебных) самолетов. ТРД выполняются по одновальной и двухвальной схемам (рис. 1). Одновальный ТРД является наиболее простым типом воздушно-реактивного газотурбинного двигателя и широко используется в работах по теории ВРД для рассмотрения наиболее общих закономерностей.

Двухконтурные двигатели без форсажной камеры являются основным типом силовой установки дозвуковых пассажирских и транспортных самолетов. ТРДД с форсажной камерой широко применяются на сверхзвуковых самолетах. Двухконтурные двигатели выполняются, в основном, двух- и трехвальными (см. рис. 1.)

Авиационные газотурбинные двигатели при эксплуатации на самолетах работают на различных режимах, выбор которых определяется потребной величиной тяги в полете, при взлете и посадке, при перемещении самолета на аэродроме. Диапазон потребных режимов работы авиационных ГТД чрезвычайно широк; например, в земных условиях — от максимальной тяги на взлете в режиме ($\bar{R} = 100\%$ или $\approx 140 \div 170\%$ при включении форсажной камеры) до минимальной тяги на режиме малого газа ($\bar{R} \approx 5\%$) или до максимальной обратной тяги при реверсе ($\bar{R} \approx 40 \div 50\%$).

Изменение режима работы газотурбинного двигателя производится летчиком путем перемещения рычага управления (РУД). При этом через систему автоматического регулирования двигателя изменяется подача топлива в основную (или форсажную) камеру, изменяется частота вращения ротора и задается положение створок реактивного сопла и других регулируемых органов.

На рис. 2 в качестве примера показаны изменения тяги, частоты вращения ротора и площади реактивного сопла в зависимости от изменения положения РУД (α_{руд}) ТРДФ GE-4 (США) [28]. Подобная программа изменения параметров является стационар-

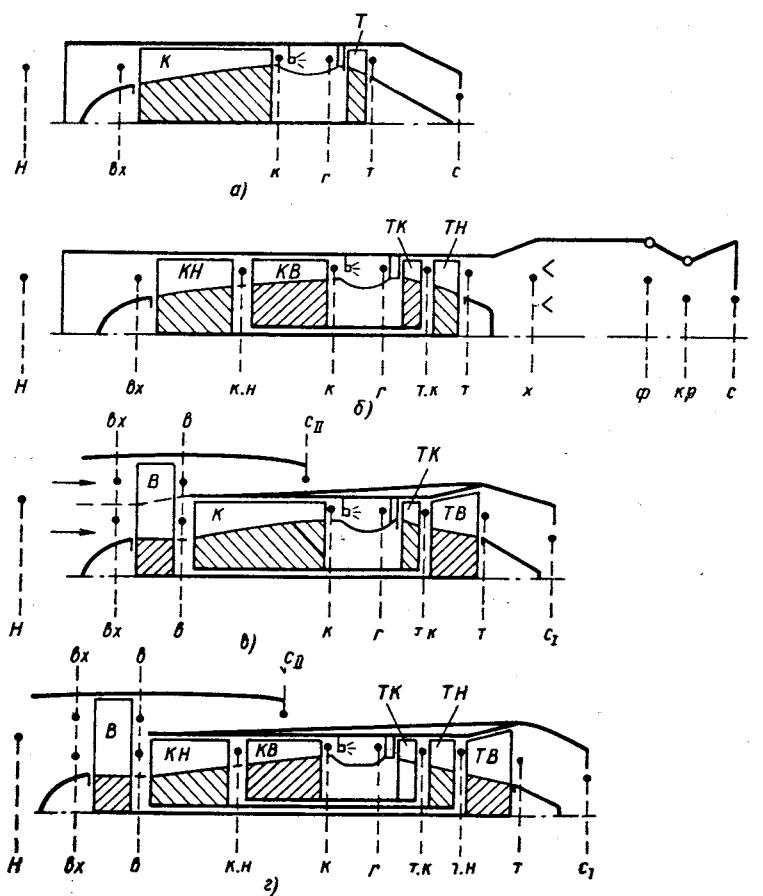


Рис. 1 Схемы турбореактивных двигателей с характерными сечениями:
а — одновальный одноконтурный; б — двухвальный одноконтурный; в — двухвальный двухконтурный

ной, т. е. такой, которая реализуется теоретически при бесконечно малой скорости перемещения РУД и состоит из последовательного ряда установившихся режимов работы. В действительности управление двигателем осуществляется и при быстром перемещении РУД. В этом случае возникают переходные процессы, в которых параметры двигателя совпадают с приведенной программой лишь в начальной точке и в конечный момент процесса, когда двигатель вышел на новый установившийся режим.

Строгое рассмотрение реальных условий использования авиационных двигателей показывает, что в полете режим их работы непрерывно изменяется, т. е., как правило, является неустановившимся. С неустановившимися режимами имеют дело, в частности, при быстром наборе высоты, снижении, разгоне и других эволюциях самолета. Переходные процессы в двигателе, вызываемые летчиком путем перемещения РУД, могут рассматриваться как при постоянных, так и при неустановившихся условиях полета.

Указанные выше виды неустановившихся процессов в двигателе являются относительно медленными, протекающими в течение нескольких секунд или даже минут.

Особую группу образуют нестационарные процессы в двигателе, имеющие место при возмущениях, вызываемых воздухозаборником, срываами потока с крыла самолета, возникающих при пересечении следа другого самолета или ракеты и т. п. и проявляющихся в резком локальном изменении давления и температуры или в их пульсациях на входе в компрессор. В методическом отношении эта группа неустановившихся режимов существенно отличается от первых, что заставляет использовать в подобных задачах специальные способы их решения.

В предлагаемой работе авторы ограничиваются рассмотрением неустановившихся (переходных) режимов работы ГТД, связанных с перемещением рычага управления двигателем.

Изменение режима работы газотурбинного двигателя, как правило, связано с изменением частоты вращения ротора, причем с увеличением частоты вращения растет тяга двигателя. Исключение составляют ТРДФ на режимах форсажа, когда тяга изменяется, как правило, при $n \approx \text{const}$, и некоторые ТВД, у которых можно изменять тягу при постоянной частоте вращения путем изменения угла установки лопастей винта. Реверс тяги, т. е. переход от положительной тяги к отрицательной, также может осуществляться при практически постоянной частоте вращения ротора.

С теоретической точки зрения наибольший интерес представляют режимы с изменением частоты вращения роторов двигателя,

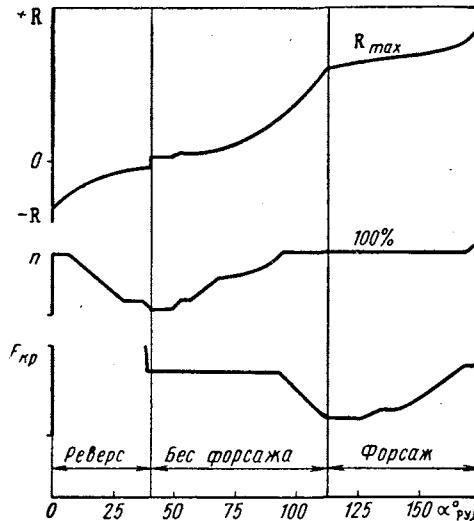


Рис. 2. Программа изменения параметров ТРДФ GE-4 по α_{руд} [28]

т. е. такие неустановившиеся режимы, при которых оказывается инерционность вращающихся элементов и все основные параметры двигателя существенно изменяются во времени. Данная работа посвящена главным образом анализу неустановившихся режимов авиационных ГТД именно в таком понимании. Другие важные виды переходных процессов, таких как включение форсажной камеры и выход на режим максимальной форсированной тяги или реверсирование тяги при $n = \text{const}$ в книге не рассматриваются.

Дадим некоторые основные определения, касающиеся переходных (неустановившихся) режимов работы ГТД.

Приемистость — качественная характеристика, определяющая способность двигателя быстро изменять режим работы (тягу)

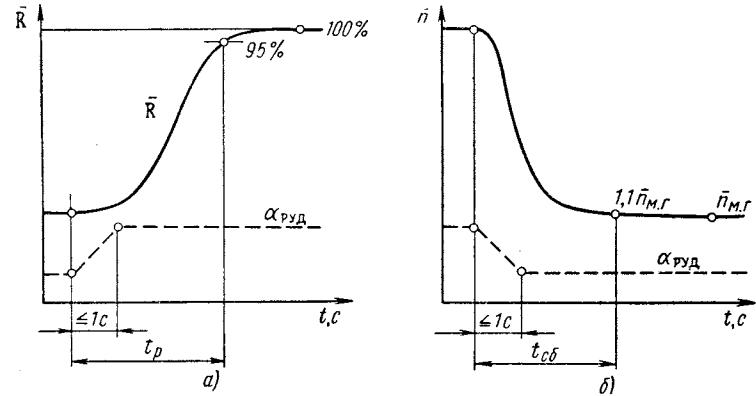


Рис. 3. К определению времени переходных режимов:
а — приемистость; б — сброса оборотов

в соответствии с изменением положения РУД. Количественно приемистость двигателя характеризуется временем перехода от одного характерного режима работы (значения тяги) до другого при быстром (не более чем за 1 с) перемещении РУД, а именно: временем роста тяги (раскрутки, разгона) t_p и временем снижения тяги (сброса оборотов) t_c6 . В практике понятие «приемистость» обычно применяется только к процессу увеличения тяги и частоты вращения, поэтому часто время t_p называют временем приемистости t_{pr} .

Как будет показано в гл. III, у ГТД в силу ряда особенностей скорость выхода на заданный режим в конечной стадии переходного процесса падает. Поэтому для более четкой оценки времени переходного процесса t_{pr} определяют до момента достижения тяги, равной 95% от заданного конечного ее значения, а t_c6 — до момента достижения частоты вращения, на 10% превышающей ее значение на режиме малого газа (рис. 3). Как наиболее характерные у двигателей без форсажа рассматриваются времена переходных процессов при разгоне и сбросе оборотов между режимами

земного или полетного малого газа и взлетным режимом [21] *. У двигателей с форсажными камерами общее время приемистости складывается из времени разгона и времени от включения форсажной камеры до выхода ее на максимальный режим:

$$t_{pr\Sigma} = t_p + t_{\Phi}$$

Эти стадии с целью сокращения общего времени могут быть частично совмещены.

К числу переходных процессов, в которых двигатель работает на неустановившихся режимах, относится запуск двигателя с выходом на режим малого газа. Различают запуск в стартовых условиях

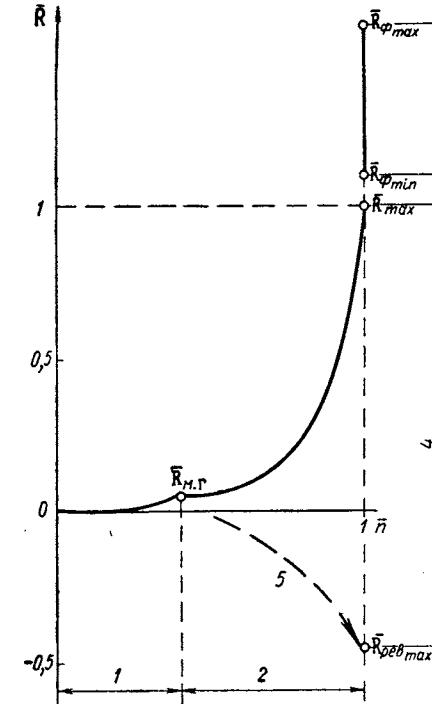


Рис. 4. Переходные режимы авиационного двигателя:

1 — запуск; 2 — разгон и сброс оборотов;
3 — включение и выключение форсажа;
4 — включение и выключение реверсивного устройства при $n = \text{const}$;
5 — разгон при включенном реверсивном устройстве

на земле, когда начальную раскрутку ротора двигателя производят от постороннего источника мощности (аэродромного или бортового), и запуск в полете, когда ротор двигателя до подачи топлива вращается под действием скоростного напора набегающего потока воздуха (режим авторотации) и, как это бывает в большинстве случаев, не требуется его предварительно раскручивать.

На рис. 4 показаны наиболее характерные переходные режимы авиационных двигателей.

Требования к скорости переходных процессов авиационных двигателей непрерывно растут. Обычное время предполетного

* Определение эксплуатационных режимов работы ГТД дается в гл. II.

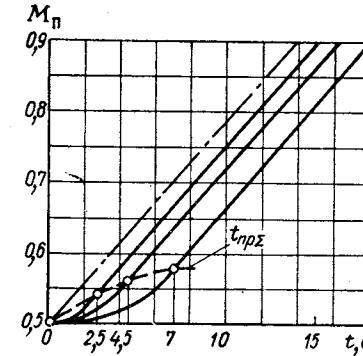


Рис. 5. Разгон самолета в полете на малой высоте при различных значениях времени приемистости двигателя до максимального форсажного режима

запуска двигателей составляет 30—60 с. В ряде случаев для повышения готовности к полету требуется, чтобы время запуска было не более 20 с. Время запуска в полете с выходом на малый газ, как правило, не должно превышать 60 с, а на малых высотах должно быть сокращено в 2—3 раза.

Особенно высокие требования предъявляются к приемистости двигателей. Одним из характерных случаев, когда требуется хорошая приемистость двигателя, является уход самолета на второй круг при неудавшейся посадке. В этих условиях время приемистости от полетного малого газа до 95% R_{max} не должно превышать 5 с [21]. Еще более жесткие требования предъявляются к двигателям сверхзвуковых самолетов. В связи с быстрым ростом взлетной тяговооруженности современных самолетов (у некоторых из них отношение тяги к взлетному весу уже превышает единицу) резко улучшились их динамические качества и маневренность. В этих условиях время разгона самолета (т. е. время перехода с крейсерской на максимальную горизонтальную скорость) и время разгона двигателя стали соизмеримыми — поэтому время приемистости двигателя в полете сильно влияет на разгонные характеристики самолета (рис. 5).

В качестве примера приведем требования к приемистости трехвального ТРДДФ RB-199 со взлетной тягой $R_{\text{f max}} \approx 67$ кН для самолета «Панавиа». На высотах до 3 км время приемистости от полетного малого газа до тяги R_{max} должно составлять 4 с, а до тяги $R_{\text{f max}}$ — 6 с. На высотах более 3 км время приемистости до $R_{\text{f max}}$ не должно превышать 12 с.

В последнее время реверс тяги рассматривается не только как средство торможения самолета при пробеге после приземления, но и как фактор активного управления маневром самолета в полете. Переход с режима максимального реверсирования на режим, равный 95% $R_{\text{f max}}$, у двигателя RB-199 должен осуществляться за 2 с [29].

Автоматическая система управления двигателя должна обеспечить требуемые динамические свойства авиационных двигателей при всех возможных условиях работы без чрезмерной раскрутки ротора и перегрева деталей, без потери устойчивости работы компрессора и камеры сгорания и других вредных или необратимых явлений при любой скорости перемещения летчиком РУД.

Возрастающая важность динамических характеристик авиационных двигателей, ужесточение требований к этим характеристикам выдвигают задачу разработки достоверных методов расчета двигателей на неустановившихся режимах; становится необходимым учитывать требования хорошей приемистости, быстрого и надежного запуска уже на стадии проектирования двигателя — при выборе его схемы и основных параметров.

Глава I

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА УСТАНОВИВШИХСЯ И ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

1.1. ЗАДАЧИ И ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА ГТД НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Задачи расчета авиационных ГТД на неустановившихся (переходных) режимах весьма разнообразны. Приведем наиболее важные практические цели таких расчетов.

1. Определение динамических характеристик двигателя при его проектировании с целью удовлетворения требований к времени приемистости, запуска и т. д.

2. Нахождение наивыгоднейших законов подачи топлива в двигатель и законов перемещения его регулируемых элементов на неустановившихся режимах с целью получения исходных данных для проектирования системы автоматического регулирования.

3. Определение законов изменения тяги двигателя по времени на переходных режимах в различных условиях полета для оценки динамических характеристик самолета.

4. Выбор типа и мощности пускового устройства двигателя и др.

В последнее время динамические характеристики двигателей становятся одними из наиболее важных факторов, которые необходимо учитывать уже на стадии проектирования при выборе схемы ротора двигателя и определении рабочих режимов на характеристиках элементов, при распределении работ по каскадам компрессора многовальных ГТД, при выборе параметров регулирования двигателя и принципов работы автоматического регулятора. Весьма важным является создание гибкой математической модели двигателя на переходных режимах, в которой учитываются реальные (или расчетные) характеристики его основных элементов и системы регулирования. Подобная модель при наличии электронной САР может быть запрограммирована на бортовой цифровой вычислительной машине, что дает принципиальную возможность осуществить оптимальное управление двигателем на пере-

ходных режимах в разнообразных конкретных условиях полета с учетом реальных параметров силовой установки.

Расчет двигателя на неустановившихся режимах работы является наиболее сложной и общей задачей в теории ГТД. Действительно, установившиеся режимы работы газотурбинного двигателя могут рассматриваться как частные случаи нестационарных переходных процессов, при которых ускорения роторов равны нулю и полностью завершен прогрев деталей двигателя. Система уравнений, описывающая нестационарную работу ГТД, включает в себя как частный случай систему уравнений, характеризующую стационарные, равновесные режимы работы двигателя.

В общей постановке задача расчета ГТД на неустановившихся режимах чрезвычайно сложна и не нашла до сих пор в теории этих двигателей исчерпывающего решения. Наряду с обычными уравнениями баланса работ и расходов в элементах двигателя приходится рассматривать такие факторы, как газодинамическая и тепловая нестационарность, неполный и неравномерный прогрев деталей в компрессорах и турбинах, нестационарное тепловыделение в камере сгорания и т. п.

Уравнения, описывающие неустановившееся течение газов, отличаются от уравнений стационарного движения. Например, уравнение неразрывности в нестационарном потоке на участке между двумя любыми сечениями 1 и 2 запишется в виде

$$G_2 = G_1 - \Delta G,$$

где $\Delta G = \iint_{V_{1-2}} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV$ — увеличение (если $\frac{\partial \rho}{\partial t} > 0$)

или уменьшение (если $\frac{\partial \rho}{\partial t} < 0$) массы воздуха, содержащейся в объеме между сечениями 1 и 2, в единицу времени. Следовательно, расходы газа в различных сечениях двигателя при разгоне в один и тот же момент времени различны и тем в большей степени, чем больше объем V газового тракта между этими сечениями и чем быстрее изменяется по времени плотность газа ρ в каждой точке этого объема. Изменяются также и другие уравнения (энергии, количества движения). В результате происходит «рассогласование» ступеней лопаточных машин и изменяются параметры и характеристики элементов, такие, например, как π_k и к. п. д. компрессора при данных n_0 и G_0 на входе, затрачиваемая и создаваемая работа в элементах и т. п. Наряду с отмеченными выше газодинамическими особенностями характеристики элементов двигателя изменяются вследствие различного прогрева деталей двигателя на установившихся и неустановившихся режимах, что вызывает изменение зазоров и условий теплообмена со стенками.

Если двигатель имеет геометрически регулируемые элементы (например, поворотные лопатки направляющих аппаратов ком-

прессора), то вследствие запаздывания их перемещения возникают дополнительные изменения характеристик на переходных режимах.

В ряде случаев, а также при рассмотрении общей теории неустановившихся режимов газотурбинных двигателей с целью упрощения может быть принят *принцип квазистационарности*, т. е. допускается, что характеристики элементов двигателя, полученные на установившихся режимах, остаются неизменными и на режимах разгона и сброса оборотов. Сохраняются также известные выражения мощности компрессора, турбины, понятия к. п. д. элементов и т. д. При этом предполагается бесконечно большая скорость перекладки регулируемых элементов. Таким образом можно представить процесс работы двигателя и его элементов на неустановившихся режимах как ряд мгновенных установившихся (квазистационарных) состояний, для описания которых используются обычные соотношения.

В то же время для более точного решения конкретных задач, в особенности, связанных с современными высокодинамическими двигателями, необходимо учитывать запаздывание в системе регулирования и нестационарные условия работы элементов. Этот учет может быть произведен приближенно — путем введения специальных коэффициентов: теплоотвода в стенки двигателя, (см. разд. 1.3). Расчет неустановившихся режимов работы ГТД с полным учетом факторов нестационарности, как указывалось, чрезвычайно сложен, и в настоящее время еще не все физические предпосылки такого расчета исследованы.

В дальнейшем анализ неустановившихся режимов ГТД будет проводиться в основном с использованием принципа квазистационарности, а в гл. VII будут рассмотрены некоторые особенности, обусловленные реальной нестационарностью процессов в элементах двигателей.

1.2. ПОДОБИЕ УСТАНОВИВШИХСЯ И НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ ГТД

Методы теории подобия позволяют выделить независимые критеральные (безразмерные или размерные) параметры, определяющие режим работы и характеристики газотурбинных двигателей и их элементов. Условия газодинамического подобия ГТД на установившихся режимах достаточно широко освещены в литературе [3, 9, 11, 13, 19]. Аналогичные методы могут быть использованы и для определения подобия неустановившихся режимов [6, 11, 19]. Однако в последнем случае приходится принимать существенно больше упрощающих предположений. Тем не менее, рассмотрение условий подобия неустановившихся режимов в целом целесообразно, так как позволяет учесть главные, наиболее сильно действующие факторы и рассматривать действие остальных как поправки к основному результату.

1.2.1. Подобие установившихся режимов ГТД

Рассмотрим критериальные зависимости, характеризующие работу газотурбинного двигателя произвольного типа на установившихся режимах.

Система параметров, определяющих работу ГТД в полете, может быть получена из рассмотрения свойств рабочего тела и состояния окружающей среды, размеров и формы проточной части двигателя, режима работы двигателя. Ограничимся рассмотрением газодинамически подобных режимов работы ГТД и не будем учитывать факторов внешнего теплообмена между двигателем и окружающей средой и внутреннего теплоотвода в детали ротора и трансмиссии. На установившихся режимах влияние этих факторов пренебрежимо мало.

Свойства рабочего тела. Полагаем, что атмосферный воздух и подогретый газ в двигателе имеют свойства совершенного газа, т. е. термодинамически характеризуются двумя параметрами: показателем изэнтропы k и газовой постоянной R . Каждый из этих параметров может быть различным по величине на разных участках тракта двигателя. Поскольку это различие, определяемое подогревом и добавками топлива, зависит от режима работы двигателя, параметры которого так же задаются как независимые, можно считать, что свойства рабочего тела в двигателе определяются параметрами воздуха на входе в него: k и R . В целях упрощения пренебрежем изменениями таких свойств рабочего тела, как вязкость, теплопроводность, влажность и др.

Состояние окружающей среды характеризуется четырьмя параметрами: атмосферным давлением p_H и температурой T_H , скоростью и направлением движения воздуха относительно двигателя на большом удалении от него, т. е. скоростью полета V_p и углом атаки воздухозаборника i . Рассматривая собственно двигатель в отрыве от конкретной силовой установки, указанные четыре параметра можно заменить следующими тремя: средним полным давлением на входе в двигатель p_{vx}^* , величина которого определяется характеристикой воздухозаборника, температурой торможения T_{vx}^* (обычно принимают $T_{vx}^* = T_H$) и атмосферным давлением p_H , определяющим условия истечения из реактивного сопла двигателя. Введение как определяющего параметра среднего полного давления в сечении на входе в двигатель предполагает допущение об отсутствии влияния неравномерных полей параметров на работу двигателя, которое в действительности может быть очень сильным. Однако этот прием широко используется в практике, в частности, при организации высотных испытаний двигателей с имитацией условий полета по параметрам торможения. Итак, состояние окружающей среды будем характеризовать параметрами p_{vx}^* , T_{vx}^* , p_H .

Размер и форма проточной части двигателя. Задача выявления безразмерных критериальных параметров предполагает полное

геометрическое подобие рассматриваемого семейства двигателей и каждого конкретного двигателя в различных условиях окружающей среды. В этом случае размер двигателя может быть охарактеризован любым линейным размером его элемента, например, диаметром входа в компрессор D_{vx} . Если двигатель имеет геометрически регулируемые элементы, то условие геометрического подобия требует задания фиксированных значений ряда параметров, характеризующих их положение: относительного угла установки поворотных лопаток НА ступеней компрессора $(\Phi_{n,a})_1, (\Phi_{n,a})_2, \dots, (\Phi_{n,a})_i$, площадей критического сечения и среза реактивных сопел обоих контуров $(F_{kp})_I, (F_{kp})_{II}, (F_c)_I, (F_c)_{II}$ и др.

Требование геометрического подобия не всегда реализуется на практике. В частности, изменение абсолютных значений давления и температуры в двигателе при изменении p_{vx}^* и T_{vx}^* влияет на деформацию и термическое расширение элементов, изменяет условия течения и величину зазоров в турбине и компрессоре и т. п. При общем рассмотрении подобных режимов работы ГТД этими влияниями обычно пренебрегают.

Режим работы двигателя. Установившийся режим работы турбореактивного двигателя (одновального, двухвального, а также двухконтурного двух- и трехвального) при задании перечисленных выше определяющих параметров однозначно характеризуется количеством тепла, подведенного в единицу времени с топливом в основной и в форсажной камерах — $Q_{k,c}$ и Q_{Φ} . В двигателях с отбором воздуха из тракта режим работы будет определяться также количеством отобранного воздуха, которое удобно сразу задать в относительной форме

$$g_{\text{отб}} = \Delta G_{\text{отб}} / G.$$

В двигателях непрямой реакции с изменяемым отбором мощности (например, в ТВД со свободной турбиной, вращающей ВИШ) необходимо задать дополнительный определяющий параметр, прямо или косвенно характеризующий величину отбираемой мощности. Таким параметром может быть частота вращения ротора, от которого отбирается мощность, при заданном количестве подводимого тепла $Q_{k,c}$.

Отбор мощности на привод самолетных и двигательных агрегатов осуществляется у всех авиационных двигателей. Величина этой мощности относительно невелика и обычно учитывается механическим к. п. д. η_m , значение которого приближенно принимается неизменным на всех режимах работы двигателя. Однако в некоторых специфических случаях (например, при авторотации на больших высотах) влияние отбора мощности на привод агрегатов

* В частном случае при $Q_{k,c} = 0$, $Q_{\Phi} = 0$ и $V_p \neq 0$ в двигателе устанавливается режим авторотации, подробно рассматриваемый в разд. 2.2.

гатов может возрасти, и тогда необходимо вводить в рассмотрение дополнительный определяющий параметр.

Количества тепла, подводимые в камерах, связаны с расходами топлива зависимостями

$$Q_{\text{к. с}} = \eta_{\text{г}} H_u G_{\text{тп}} \text{ и } Q_{\Phi} = \eta_{\Phi} H_u G_{\text{тп. ф.}}$$

Следовательно, произведения $\eta_{\text{г}} H_u G_{\text{тп}}$ и $\eta_{\Phi} H_u G_{\text{тп. ф.}}$ можно рассматривать как параметры, определяющие режим работы двигателя.

В качестве зависимых параметров можно рассматривать любой интересующий нас параметр, характеризующий работу двигателя в целом или отдельных его узлов. Например, в двигателе прямой реакции (без существенного отбора мощности) наиболее сложной схемы (трехвальный ТРДДФ_{см} или ТРДДФ_п) в качестве зависимых параметров можно выбрать такие, как полные импульсы потока на срезе реактивных сопел (I_{c})_I и (I_{c})_{II}, расход воздуха G , частоты вращения вентилятора $n_{\text{в}}$, роторов высокого и низкого давления $n_{\text{в. д}}$ и $n_{\text{н. д}}$, степень двухконтурности m , температуры газа перед турбиной $T_{\text{г}}^*$ и реактивными соплами T_{Φ}^* , давление за компрессором $p_{\text{к}}$, работу сжатия воздуха в вентиляторе $L_{\text{в}}$, мощность турбины вентилятора $N_{\text{т. в}}$, крутящий момент на ее валу $M_{\text{т. в}}$ и любой другой параметр в тракте двигателя. Связь между определяющими и зависимыми параметрами в этом случае может быть записана в виде функциональной зависимости

$$\begin{aligned} (J_{\text{c}})_I, (J_{\text{c}})_{II}, G_{\text{в}}, m, n_{\text{в}}, n_{\text{н. д}}, n_{\text{в. д}}, T_{\text{г}}^*, (T_{\Phi}^*)_I, \dots, \\ p_{\text{к}}^*, L_{\text{в}} N_{\text{т. в}}, M_{\text{т. в}}, \dots = f_y [k, R, p_{\text{вх}}^*, T_{\text{вх}}^*, p_{\text{н}}, D_{\text{вх}}, \\ (\bar{\Phi}_{\text{н. а}})_1, \dots, (F_{\text{кп}})_I, \dots, (F_{\text{c}})_I, \dots, \eta_{\text{г}} H_u G_{\text{тп}}, \\ \eta_{\Phi} H_u G_{\text{тп. ф.}}, g_{\text{отб}}]. \end{aligned} \quad (1.1)$$

Приведем полученную функциональную зависимость к безразмерному виду, пользуясь методами теории размерностей [9]. Согласно П-теореме число определяющих безразмерных параметров в правой части зависимости (1.1) должно быть меньше числа размерных определяющих параметров на число определяющих параметров с независимыми размерностями.* В соответствии с числом основных единиц измерения (м, кг, с, К), использованных в выражении (1.1), в качестве четырех параметров с независимой размерностью выберем параметры, характеризующие свойства и состояние воздуха на входе в двигатель, и размер входа:

$$R \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2 \text{К}}, p_{\text{вх}}^* \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}, T_{\text{вх}}^* K, D_{\text{вх}} M.$$

* Следует иметь в виду, что в зависимости (1.1) уже имеются безразмерные определяющие параметры (k , $\bar{\Phi}_{\text{н. а}}$, $g_{\text{отб}}$).

Образуя в соответствии с П-теоремой в правой и левой частях зависимости (1.1) комплексы вида

$$\frac{\eta_{\text{г}} H_u G_{\text{тп}}}{[R]^{\alpha} [p_{\text{вх}}^*]^{\beta} [T_{\text{вх}}^*]^{\gamma} [D_{\text{вх}}]^{\delta}}, \frac{G}{[R]^i [p_{\text{вх}}^*]^k [T_{\text{вх}}^*]^m [D_{\text{вх}}]^n}$$

и т. д. и приравнивая размерности числителя и знаменателя в каждом комплексе, найдем систему безразмерных определяющих и зависимых параметров, которые позволяют записать функциональную связь (1.1) в безразмерном виде:

$$\begin{aligned} \frac{(I_{\text{c}})_I}{p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}, \dots, \frac{G \sqrt{RT_{\text{вх}}^2}}{p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}, m, \frac{n_{\text{в}} D_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}^*}}, \frac{n_{\text{н. д}} D_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}^*}}, \\ \frac{n_{\text{в. д}} D_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}^*}}, \frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{вх}}^*}, \frac{(T_{\Phi}^*)_I}{T_{\text{вх}}^*}, \dots, \pi_{\text{к. с.}}, \frac{L_{\text{в}}}{RT_{\text{вх}}^*}, \\ \frac{N_{\text{т. в}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}^*} p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}, \frac{M_{\text{т. в}}}{p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^3}, \dots = f_y [k, \sigma_{\text{вх}}, (\bar{\Phi}_{\text{н. а}})_1, \dots \\ \dots, \frac{(F_{\text{кп}})_I}{D_{\text{вх}}^2}, \dots, \frac{(F_{\text{c}})_I}{D_{\text{вх}}^2}, \dots, \frac{\eta_{\text{г}} H_u G_{\text{тп}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}^*} p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}, \\ \frac{\eta_{\Phi} H_u G_{\text{тп. ф.}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}^*} p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}, g_{\text{отб}}]. \end{aligned} \quad (1.2)$$

Таким образом установленные режимы работы в полете и все безразмерные характеристики семейства геометрически подобных двигателей прямой реакции произвольной схемы* при принятых выше допущениях полностью определяются свойствами атмосферного воздуха k , коэффициентом сохранения полного давления в воздухозаборнике $\sigma_{\text{вх}}$, безразмерными параметрами теплоподвода в основной и форсажной камерах, суммой безразмерных параметров, характеризующих положение геометрически регулируемых элементов ($\bar{\Phi}_{\text{н. а}}$, $F_{\text{кп}}/D_{\text{вх}}^2$ и др.), относительными величинами расхода воздуха, отбираемого от двигателей на посторонние нужды ($g_{\text{отб}}$).** Каждый из указанных параметров может выбираться независимо от других.

Полученная функциональная зависимость (1.2) характеризует двигатели, не снабженные автоматическим регулятором. В системе двигатель—регулятор число независимых (определяющих) параметров уменьшается в зависимости от того, какие функциональные связи между определяющими параметрами осуществляется системой автоматического регулирования.

* Имеются в виду обычные типы авиационных двигателей (ТРД, ТРДД, ТРДФ, ПВРД и др.), а не двигатели сложных комбинированных схем и циклов.

** Аналогично учитываются любые другие виды отбора воздуха (на охлаждение турбины, антипомпажный перепуск воздуха из компрессора и т. п.).

Зависимость (1.2) может быть упрощена, если мы имеем дело не с семейством геометрически подобных двигателей, а с одним двигателем ($D_{bx} = \text{const}$), работающим на топливе одного типа ($H_u = \text{idem}$). В этом случае, пренебрегая возможным изменением параметров атмосферного воздуха k , R , мы можем использовать более простые, так называемые отвлеченные, или приведенные, параметры, имеющие размерность. Из выражения (1.2) получим

$$\begin{aligned} \frac{(I_c)_I}{\delta_{bx}^*}, \dots, \frac{G \sqrt{\theta_{bx}^*}}{\delta_{bx}^*}, m, \frac{n_{bx}}{\sqrt{\theta_{bx}^*}}, \dots, \frac{T_r^*}{\theta_{bx}^*}, \\ \frac{(T_r^*)_I}{\theta_{bx}^*}, \dots, \pi_{\kappa\Sigma}, \frac{L_{bx}}{\theta_{bx}^*}, \frac{N_{bx}}{\sqrt{\theta_{bx}^*} \delta_{bx}^*}, \frac{M_{bx}}{\delta_{bx}^*}, \dots = \\ = f_y \left[\sigma_{bx}, (\bar{\varphi}_{\text{н. а.}})_1, \dots, (F_{kp})_I, \dots, (F_c)_I, \dots, \frac{\eta_r G_{\text{тп}}}{\sqrt{\theta_{bx}^*} \delta_{bx}^*}, \right. \\ \left. \frac{\eta_{\Phi} G_{\text{тп. ф.}}}{\sqrt{\theta_{bx}^*} \delta_{bx}^*}, g_{\text{отб}} \right]. \quad (1.3) \end{aligned}$$

Зависимость (1.3) определяет подобные режимы работы конкретного двигателя при изменении внешних условий.

В функциональные зависимости (1.2) и (1.3) не входит параметр тяги двигателя в полете. Это естественно, так как эти зависимости получены при рассмотрении работы собственно двигателя как тепловой машины, а тяга двигателя прямой реакции характеризует его и как тепловую машину, и как движитель.

Рассмотрим выражение внутренней тяги маршевого ВРД (для простоты возьмем одноконтурную схему двигателя):

$$R = I_c - GV_{\text{п}} - p_H F_c, \quad (1.4)$$

где $I_c = G c_c + p_c F_c$ — полный импульс потока на срезе реактивного сопла (здесь c_c — скорость потока на срезе сопла). Образуем в этом выражении безразмерные параметры импульса, расхода воздуха и площади сопла, полученные ранее при выводе зависимости (1.2):

$$\begin{aligned} \frac{R}{p_{bx}^* D_{bx}^2} = \frac{I_c}{p_{bx}^* D_{bx}^2} - \frac{G \sqrt{RT_{bx}^*}}{p_{bx}^* D_{bx}^2} \frac{V_{\text{п}}}{\sqrt{RT_{bx}^*}} - \\ - \frac{F_c}{\sigma_{bx} \pi_{\text{вид}} D_{bx}^2}, \quad (1.5) \end{aligned}$$

где $\pi_{\text{вид}}$ — степень повышения давления при идеальном торможении набегающего потока воздуха. Имея в виду, что $\frac{V_{\text{п}}}{\sqrt{RT_{bx}^*}} =$

$= \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \lambda_{\text{п}}$, получим выражение тяги ВРД в безразмерных параметрах

$$\begin{aligned} \frac{R}{p_{bx}^* D_{bx}^2} = \frac{I_c}{p_{bx}^* D_{bx}^2} - \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \frac{G \sqrt{RT_{bx}^*}}{p_{bx}^* D_{bx}^2} \lambda_{\text{п}} - \\ - \frac{F_c}{\sigma_{bx} \pi_{\text{вид}} D_{bx}^2}, \quad (1.6) \end{aligned}$$

в которое помимо уже известных безразмерных параметров входит безразмерный коэффициент скорости полета $\lambda_{\text{п}}$ (определяющий также величину $\pi_{\text{вид}}$). Следовательно, если мы поместим в левую часть выражения (1.2) как зависимый параметр тягу двигателя прямой реакции в полете, то в правой части этого выражения для полетной характеристики свойств двигателя как движителя необходимо добавить новый независимый параметр — коэффициент скорости полета $\lambda_{\text{п}}$ или число M полета.

Аналогичная функциональная зависимость для двигателя не прямой реакции (например, для ТВД, у которого существует возможность произвольной загрузки винта изменяющего шага) запишется в виде [ср. с (1.3)]*:

$$\begin{aligned} \frac{N_{\text{вт}}}{\sqrt{\theta_{bx}^*} \delta_{bx}^*}, \frac{R}{\delta_{bx}^*}, \frac{G \sqrt{\theta_{bx}^*}}{\delta_{bx}^*}, \frac{n_{\kappa}}{\sqrt{\theta_{bx}^*}}, \dots = \\ = f_y \left[M_{\text{п}}, \sigma_{bx} (\bar{\varphi}_{\text{н. а.}})_1, \dots, \frac{n_{\text{вт}}}{\sqrt{\theta_{bx}^*}}, \frac{\eta_r G_{\text{тп}}}{\sqrt{\theta_{bx}^*} \delta_{bx}^*}, g_{\text{отб}} \right] \quad (1.7) \end{aligned}$$

В отличие от ранее полученных зависимостей сюда вошел новый определяющий параметр — приведенная частота вращения турбины винта $n_{\text{вт}}/\sqrt{\theta_{bx}^*}$ — отражающий дополнительную степень свободы, имеющуюся у ТВД с ВИШ.

В последнее время рассматривается возможность применения на самолетах укороченного взлета и посадки турбовентиляторных двигателей (двух и трехконтурных), имеющих вентилятор с поворотными рабочими лопатками, осуществляющий существенный отбор воздуха для увеличения подъемной силы крыла. Эти двигатели, относящиеся к классу ВРД прямой реакции, имеют в то же время общие черты с ТВД. Основываясь на приведенных выше рассуждениях, запишем функциональную связь между основными приведенными параметрами двигателей подобного типа. В качестве примера выберем трехвальный ТРДД, имеющий вентилятор с поворотными лопатками,

* Рассматривается двухвальный ТВД с нерегулируемым соплом и приводом винта от свободной турбины.

произвольное число мест отбора воздуха и фиксированные площади реактивных сопел:

$$\begin{aligned} \bar{R}, \frac{G \sqrt{\theta_{\text{вх}}^*}}{\delta_{\text{вх}}^*}, m, \frac{n_{\text{н. д}}}{\sqrt{\theta_{\text{вх}}^*}}, \frac{n_{\text{в. д}}}{\sqrt{\theta_{\text{вх}}^*}}, \frac{T_{\text{г}}^*}{\theta_{\text{вх}}^*}, \\ \pi_{\kappa\Sigma}, \dots = f_y \left[M_{\text{п}}, \sigma_{\text{вх}}, (\bar{\varphi}_{\text{н. а}})_1, \dots, \frac{n_{\text{в}}}{\sqrt{\theta_{\text{вх}}^*}}, \right. \\ \left. \frac{\eta_{\text{г}} G_{\text{т п}}}{\sqrt{\theta_{\text{вх}}^*} \delta_{\text{вх}}^*}, (g_{\text{отб}})_1, \dots, (g_{\text{отб}})_n \right]. \quad (1.8) \end{aligned}$$

В этом выражении в качестве определяющего параметра можно использовать переменный угол установки рабочих лопаток вентилятора $\bar{\varphi}_{\text{в}}$. В этом случае приведенная частота вращения вала вентилятора станет зависимым параметром и перейдет в левую часть выражения (1.8).

1.2.2. Подобие неустановившихся режимов ГТД

При рассмотрении подобия неустановившихся режимов ГТД сохраняются все принятые ранее допущения. Некоторые из них в нестационарных условиях становятся существенно более грубыми. Например, скорость прогрева деталей ГТД в переходных процессах значительно отстает от скорости изменения режима работы двигателя. В этом случае требование сохранения геометрического подобия, величин зазоров, условий теплообмена газа с деталями тракта становится еще более условным. Должно быть принято новое допущение о квазистационарности газодинамических процессов в двигателе и его элементах (см. разд. 1.1.). Без указанных допущений описание условий подобия неустановившихся режимов ГТД становится практически трудноразрешимой задачей.

Отличия в системе определяющих параметров при стационарной и нестационарной работе ГТД вытекают из характеристики режима работы, так как свойства рабочего тела, состояние окружающей среды, размер и форма проточной части определяются в обоих случаях идентично.

Неустановившийся режим работы двигателя. Этот режим характеризуется большим числом независимых параметров, поскольку в этом случае условия равенства работ каскадов компрессора и турбин отсутствуют.

Рассмотрим систему определяющих параметров на примере трехвального ТРДД с общей форсажной камерой. В дополнение к независимым параметрам, характеризующим установившийся режим, необходимо ввести параметры, характеризующие состояние роторов в рассматриваемый момент времени: например, текущие значения частот вращения вентилятора $n_{\text{в}}$ и роторов ком-

прессора $n_{\text{н. д}}, n_{\text{в. д}}$. Эти параметры принципиально независимы, так как, отвлекаясь от истории выхода двигателя на данный неустановившийся режим, можно себе представить любое сочетание частот вращения роторов. * Перечисленных параметров достаточно для задания конкретного мгновенного неустановившегося режима. Это следует из общей оценки числа степеней свободы рассматриваемой механической системы, а также может быть показано анализом системы уравнений движения роторов газотурбинного двигателя, приведенной в разд. 1.3.

Величины подведенного к газу тепла на неустановившемся режиме можно выразить следующим образом:

$$Q_{\text{к. с. н}} = \eta_{\text{г. н}} H_u G_{\text{тп}}, \quad Q_{\text{ф. н}} = \eta_{\text{ф. н}} H_u G_{\text{тп. ф}},$$

где $\eta_{\text{г. н}}, \eta_{\text{ф. н}}$ — коэффициенты полезного тепловыделения в основной и форсажной камерах на неустановившихся режимах, характеризующие долю тепла топлива, идущую на нагрев газа.

Итак, функциональная связь между зависимыми и определяющими параметрами трехвального ТРДД $\Phi_{\text{см}}$ может быть записана следующим образом:

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{т. в}}, \Delta N_{\text{т. н. д}}, \Delta N_{\text{т. в. д}}, \Delta M_{\text{т. в}}, \Delta M_{\text{т. н. д}}, \Delta M_{\text{т. в. д}}, \\ I_{\text{с}}, G, m, T_{\text{г}}^*, T_{\text{ф}}^*, p_{\text{к}}^*, \dots = f_{\text{н}} [k, R, p_{\text{вх}}^*, T_{\text{вх}}^*, \\ p_{\text{н}}, D_{\text{вх}}^*, (\bar{\varphi}_{\text{н. а}})_1, \dots, F_{\text{кр}}, F_{\text{с}}, \eta_{\text{г. н}} H_u G_{\text{тп}}, \\ \eta_{\text{ф. н}}, H_u, G_{\text{тп. ф}}, g_{\text{отб}}, n_{\text{в}}, n_{\text{н. д}}, n_{\text{в. д}}]. \quad (1.9) \end{aligned}$$

Здесь $\Delta N_{\text{т}}, \Delta M_{\text{т}}$ — избыточные мощности и крутящие моменты турбин соответствующих роторов, определяющие ускорения их вращения. Проведя анализ размерностей, приведем зависимость (1.9) к безразмерному виду:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta N_{\text{т. в}}}{\sqrt{R T_{\text{вх}}^* p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}}, \dots, \frac{\Delta M_{\text{т. в}}}{p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^3}, \dots, \frac{I_{\text{с}}}{p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}, \\ \frac{G \sqrt{R T_{\text{вх}}^*}}{p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}, m, \frac{T_{\text{г}}^*}{T_{\text{вх}}^*}, \frac{T_{\text{ф}}^*}{T_{\text{вх}}^*}, \pi_{\kappa\Sigma}, \dots = \\ = f_{\text{н}} \left[k, \sigma_{\text{вх}}, (\bar{\varphi}_{\text{н. а}})_1, \dots, \frac{F_{\text{кр}}}{D_{\text{вх}}^2}, \frac{F_{\text{с}}}{D_{\text{вх}}^2}, \right. \\ \left. \frac{\eta_{\text{г. н}} H_u G_{\text{тп}}}{\sqrt{R T_{\text{вх}}^* p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}}, \frac{\eta_{\text{ф. н}} H_u G_{\text{тп. ф}}}{\sqrt{R T_{\text{вх}}^* p_{\text{вх}}^* D_{\text{вх}}^2}}, \right. \\ \left. g_{\text{отб}}, \frac{n_{\text{в}} D_{\text{вх}}}{\sqrt{R T_{\text{вх}}^*}}, \frac{n_{\text{н. д}} D_{\text{вх}}}{\sqrt{R T_{\text{вх}}^*}}, \frac{n_{\text{в. д}} D_{\text{вх}}}{\sqrt{R T_{\text{вх}}^*}} \right]. \quad (1.10) \end{aligned}$$

* Многие из этих сочетаний, конечно, практически не могут быть получены в реальных переходных процессах.

Полученное выражение определяет условия подобия мгновенных неустановившихся режимов трехвального ТРДДФ_{см}. При выдерживании равенства критерииев подобия в правой части зависимости (1.10) безразмерные параметры в левой его части у семейства геометрически подобных двигателей или у одного двигателя в разных условиях окружающей среды будут также равны.

Для перехода к ускорениям роторов рассмотрим уравнение движения ротора под действием избыточного крутящего момента турбины

$$\Delta M_t = 2\pi I_z \frac{dn}{dt}, \quad (1.11)$$

где I_z — полярный момент инерции ротора относительно оси вращения в $\text{кг}\cdot\text{м}^2$. Отсюда следует, что каждому значению безразмерного избыточного крутящего момента турбины в выражении (1.10) соответствует безразмерное произведение момента инерции на ускорение ротора:

$$\frac{\Delta M_t}{p_{bx}^* D_{bx}^3} = 2\pi \frac{I_z \dot{n}}{p_{bx}^* D_{bx}^3}. \quad (1.12)$$

Найдем выражение для безразмерного ускорения. При геометрическом подобии роторов моменты их инерции пропорциональны линейному размеру в пятой степени и средней плотности материала ротора. Поэтому безразмерный момент инерции может быть записан в виде $I_z / (\rho_{cp} D_{bx}^5)$. Вводя это выражение в равенство (1.12), получим уравнение движения ротора в безразмерных параметрах

$$\frac{\Delta M_t}{p_{bx}^* D_{bx}^3} = 2\pi \frac{I_z}{\rho_{cp} D_{bx}^5} \frac{\dot{n} \rho_{cp} D_{bx}^2}{p_{bx}^*}, \quad (1.13)$$

где $\frac{\dot{n} \rho_{cp} D_{bx}^2}{p_{bx}^*}$ — безразмерное ускорение вращения. В таком виде безразмерные ускорения вращения роторов вентилятора, компрессоров низкого и высокого давлений могут быть записаны как зависимые параметры в левой части выражения (1.10), так как величины безразмерных моментов инерции роторов можно считать заданными.

Проанализируем далее выражение безразмерного ускорения вращения $\dot{n} \rho_{cp} D_{bx}^2 / p_{bx}^*$. Записывая здесь приращение частоты вращения в безразмерном виде, получим выражение для безразмерного времени, характерное для движения ротора в системе турбореактивного двигателя:

$$\frac{\dot{n} \rho_{cp} D_{bx}^2}{p_{bx}^*} = d \left(\frac{n D_{bx}}{\sqrt{R T_{bx}^*}} \right) / d \left(\frac{t p_{bx}^*}{\sqrt{R T_{bx}^*} \rho_{cp} D_{bx}} \right). \quad (1.14)$$

Здесь $\frac{t p_{bx}^*}{\sqrt{R T_{bx}^*} \rho_{cp} D_{bx}}$ — безразмерное время переходных про-

цессов в двигателе, которое в явном виде может быть получено интегрированием уравнения (1.13) с учетом выражения (1.14):

$$\frac{t p_{bx}^*}{\sqrt{R T_{bx}^*} \rho_{cp} D_{bx}} = 2\pi \frac{I_z}{\rho_{cp} D_{bx}^5} \int \frac{d \left(\frac{n D_{bx}}{\sqrt{R T_{bx}^*}} \right)}{\frac{\Delta M_t}{p_{bx}^* D_{bx}^3}}. \quad (1.15)$$

Естественно, что такое интегрирование применительно к многовальному двигателю не может быть произведено для каждого ротора в отдельности, так как согласно уравнению (1.10) безразмерные избыточные моменты турбин каждого из роторов являются функцией текущих безразмерных частот вращения всех роторов.

Как видно, выражение безразмерного времени переходного процесса в ГТД включает параметры состояния окружающей среды, среднюю плотность материала ротора и характерный линейный размер двигателя. Влияние этих параметров на динамические характеристики будет детально рассмотрено в гл. III и VIII, здесь же отметим только, что в семействе геометрически и газодинамически подобных двигателей увеличение размера двигателя D_{bx} приводит к пропорциональному уменьшению частот вращения ($n = \text{const}$), увеличению избыточного крутящего момента пропорционально кубу D_{bx} , увеличению момента инерции ротора пропорционально пятой степени D_{bx} и росту физического времени переходных процессов, пропорциональному первой степени D_{bx} .

Если в выражении (1.10) в качестве зависимого параметра ввести безразмерное выражение тяги двигателя в полете $R / (p_{bx}^* D_{bx}^2)$, то так же, как и в случае установившегося режима работы [см. уравнение (1.6)], в число независимых параметров в правой части уравнений (1.10) необходимо включить безразмерный параметр скорости полета — λ_n или M_n .

Перейдем к зависимостям между приведенными параметрами, характерными для конкретного двигателя. По аналогии с выражением (1.3) из уравнения (1.10) с учетом равенства (1.13) получим общую функциональную связь приведенных параметров ТРДДФ_{см}:

$$\begin{aligned} & \frac{\Delta N_{t, b}}{\sqrt{\theta_{bx}^*} \delta_{bx}^*}, \dots, \frac{\Delta M_{t, b}}{\delta_{bx}^*}, \dots, \frac{\dot{n}_b}{\delta_{bx}^*}, \frac{\dot{n}_{n, d}}{\delta_{bx}^*}, \frac{\dot{n}_{v, d}}{\delta_{bx}^*}, \\ & \frac{R}{\delta_{bx}^*}, \frac{I_c}{\delta_{bx}^*}, \frac{G \sqrt{\theta_{bx}^*}}{\delta_{bx}^*}, m, \frac{T_r^*}{\theta_{bx}^*}, \frac{T_\phi^*}{\theta_{bx}^*}, \pi_{k\Sigma}, \dots = \\ & = f_n \left[M_n, \sigma_{bx}, (\bar{\Phi}_{n, a})_1, \dots, F_{kp}, F_c, \frac{\eta_{r, n} G_{tp}}{\sqrt{\theta_{bx}^*} \delta_{bx}^*}, \frac{\eta_{\Phi, n} G_{tp, \Phi}}{\sqrt{\theta_{bx}^*} \delta_{bx}^*}, \right. \\ & \left. g_{otb}, \frac{n_b}{\sqrt{\theta_{bx}^*}}, \frac{n_{n, d}}{\sqrt{\theta_{bx}^*}}, \frac{n_{v, d}}{\sqrt{\theta_{bx}^*}} \right]; \quad (1.16) \end{aligned}$$

из уравнения (1.13) получим уравнения движения для каждого ротора

$$\frac{\Delta M_t}{\delta_{bx}^*} = 2\pi I_z \frac{\dot{n}}{\delta_{bx}^*} \quad (1.17)$$

и из уравнения (1.15) — выражение для приведенного времени переходных процессов

$$\frac{t\delta_{bx}^*}{\sqrt{\theta_{bx}^*}} = 2\pi I_z \int \frac{d(n/\sqrt{\theta_{bx}^*})}{\Delta M_t/\delta_{bx}^*}. \quad (1.18)$$

Выпишем основные формулы приведения параметров к нормальным атмосферным условиям, позволяющие определить условия подобия неустановившихся режимов конкретного двигателя в различных условиях окружающей среды в соответствии с зависимостями (1.16), (1.17) и (1.18):

приведенная тяга двигателя $* - R_0' = R/\delta_{bx}^*$;

приведенные частоты вращения $- n_0 = n/\sqrt{\theta_{bx}^*}$;

приведенные ускорения вращения $- \dot{n}_0 = \dot{n}/\delta_{bx}^*$;

приведенные расходы топлива $- G_{t\pi 0} = \frac{\eta_{t\pi} G_{t\pi}}{\sqrt{\theta_{bx}^* \delta_{bx}^*}}$;

приведенные расходы воздуха $- G_0 = \frac{G \sqrt{\theta_{bx}^*}}{\delta_{bx}^*}$;

приведенные избыточные мощности турбин $- \Delta N_{t0} = \frac{\Delta N}{\sqrt{\theta_{bx}^* \delta_{bx}^*}}$;

приведенные избыточные крутящие моменты турбин $- \Delta M_{t0} = \frac{\Delta M_t}{\delta_{bx}^*}$;

приведенные температуры по тракту $- T_0^* = \frac{T^*}{\theta_{bx}^*}$;

приведенный полный импульс потока на срезе реактивного сопла $- I_{c0} = \frac{I_c}{\delta_{bx}^*}$;

приведенное время переходных процессов $- t_0 = \frac{t\delta_{bx}^*}{\sqrt{\theta_{bx}^*}}$.

Рассмотрим теперь на примере двухвального ТВД со свободной турбиной и с винтом изменяемого шага функциональные связи между приведенными параметрами, определяющие подобие

* Чаще применяют выражение приведенной тяги $R_0 = \frac{R}{\delta_H} = R \frac{\rho_{H0}}{\rho_H} = \pi_V R_0'$, где π_V при заданных M_π и σ_{bx} однозначно определено.

неустановившихся режимов работы ГТД непрямой реакции, в число независимых параметров на неустановившемся режиме должны быть включены частоты вращения обоих роторов — n_{vt} и $n_{k\pi}$. В отличие от установленногося режима мощность, потребляемая винтом, при равенстве всех других независимых параметров будет определяться не одним параметром n_{vt} , а двумя — частотой вращения винта n_{vt} и каким-либо параметром его загрузки, например, относительным углом установки лопастей винта — Φ_{vt} . Тогда

$$(\Delta M_{t, vt}, \Delta M_{t, k\pi}, \dot{n}_{vt}, n_k, N_{vt}, R, G, T_r^*, \dots)_0 =$$

$$= f_n [M_\pi, \sigma_{bx}, (\bar{\Phi}_{n, a})_1, \dots, \bar{\Phi}_{vt}, n_{vt}, n_k, G_{t\pi 0}, g_{otb} \dots]. \quad (1.19)$$

Выражения, определяющие приведенные ускорения роторов (1.17) и приведенное время переходных процессов (1.18), остаются справедливыми и в случае ТВД, если в момент инерции ротора винта включить момент инерции винта и редуктора, приведенные к частоте вращения турбины винта n_{vt} (см. разд. 4.3).

Проведя аналогичные рассуждения, найдем функциональную связь между приведенными параметрами ТРДД, имеющими вентилятор с поворотными лопатками, на неустановившихся режимах [ср. с выражением (1.8)]:

$$(\Delta M_{t, v}, \Delta M_{t, n, d}, \Delta M_{t, v, d}, \dot{n}_v, \dot{n}_{n, d}, \dot{n}_{v, d}, R, G)_0 m,$$

$$T_r^*, \pi_{k\pi}, \dots = f_n [M_\pi, \sigma_{bx}, (\bar{\Phi}_{n, a})_1, \dots, \bar{\Phi}_v, n_{v, 0},$$

$$n_{n, d, 0}, n_{v, d, 0}, G_{t\pi 0}, (g_{otb})_1, \dots, (g_{otb})_n]. \quad (1.20)$$

Сюда, так же как и в зависимость (1.19) для ТВД, вошел как определяющий параметр угол установки рабочих лопаток вентилятора Φ_v . Выражения (1.17) (1.18), естественно, остаются справедливыми и в этом случае.

1.2.3. Подобие переходных процессов в ГТД

До сих пор мы рассматривали условия подобия мгновенных неустановившихся режимов ГТД. Сформулируем теперь условия, необходимые для подобного протекания всего переходного процесса в целом. Начнем с простейшего примера — одновального ТРД. Для этого двигателя зависимость (1.16) запишется в виде

$$(\Delta M_t, \dot{n}, G, T_r^*)_0, \pi_k, \dots = f_n [\sigma_{bx}^*,$$

$$(\bar{\Phi}_{n, a})_1, \dots, F_{kp}, F_c, G_{t\pi 0}, g_{otb}, n_0]. \quad (1.21)$$

Эта зависимость описывает бесконечно большое число возможных неустановившихся режимов ТРД, определяемое любым сочетанием конкретных величин параметров, стоящих в правой

части. Для выделения одного переходного процесса необходимо привлечь уравнение движения ротора (1.17) и сформулировать дополнительные связи между определяющими параметрами, сводя число свободно изменяемых определяющих параметров до одного, изменение которого в заданных пределах и определит конкретный переходный процесс. Число дополнительных связей должно быть, следовательно, на единицу меньше общего числа определяющих параметров, записанных в правой части зависимости (1.21). Подобные связи в реальных двигателях осуществляются системой автоматического регулирования. Следовательно, рассмотрение подобия переходных процессов в ГТД в принципе приводит нас к системе двигатель—регулятор. Рассмотрим эту систему в идеализированном плане *. В переходных процессах ТРД, связанных с изменением частоты вращения ротора, именно этот параметр удобно выбрать определяющим. В этом случае должны быть заданы законы изменения других параметров в правой части выражения (1.21) в зависимости от приведенной частоты вращения (при $M_n = \text{const}$) **:

$$\sigma_{\text{вх}}, (\bar{\varphi}_{\text{н. а}})_1, \dots, F_{\text{кр}}, F_{\text{с}}, G_{\text{тп}0}, g_{\text{отб}} = \varphi_{\text{н}}(n_0). \quad (1.22)$$

Эти дополнительные связи могут быть заданы также в виде зависимости определяющих параметров от любого другого приведенного параметра, в том числе и от зависимого, что при существовании общей функциональной связи между параметрами (1.21) принципиально возможно. Важно, чтобы число накладываемых связей при этом не изменилось. Можно представить себе, например, такое сочетание дополнительных связей в переходном процессе: положение регулируемых органов определяется величиной n_0 , воздухозаборник при $M_n = \text{const}$ регулируется в зависимости от приведенного расхода воздуха, а расход топлива — от степени повышения давления:

$$\left. \begin{aligned} (\bar{\varphi}_{\text{н. а}})_1, \dots, F_{\text{кр}}, F_{\text{с}}, g_{\text{отб}} &= \varphi_{\text{н}}(n_0); \\ \sigma_{\text{вх}} &= \varphi_{\text{н}}(G_0); \\ G_{\text{тп}0} &= \varphi_{\text{н}}(\pi_{\text{к}}). \end{aligned} \right\} \quad (1.23)$$

Этим приемом широко пользуются на практике, выбирая такие сочетания параметров, при которых увеличивается точность и устойчивость регулирования, а регулятор получается более простым.

Следовательно, необходимым условием для осуществления подобного переходного процесса в одновальном ТРД является

* Конкретные возможности применения теории подобия к проектированию систем регулирования ГТД рассмотрены в монографии Ю. В. Любомудрова [6].

** Условие $M_n = \text{const}$ необходимо, так как величина $\sigma_{\text{вх}}$ существенно зависит от M_n . Величина M_n в общем случае может влиять на вид функции $\varphi_{\text{н}}$.

введение в систему «двигатель—регулятор» дополнительных функциональных связей между определяющими приведенными параметрами типа (1.22) или (1.23). В качестве второго условия должны быть заданы начальный и конечный режимы переходного процесса. Эти режимы при наличии связей (1.22) или (1.23) могут быть заданы конкретными величинами одного из приведенных параметров, например, n_0 *. При таких условиях система (1.21) — (1.23) имеет конкретное решение и обеспечиваются подобное протекание переходного процесса и одинаковое приведенное время перехода между сходственными режимами при любом изменении условий окружающей среды (рис. 1.1). Линия равновесных установившихся режимов на этом рисунке может рассматриваться как частный случай переходного процесса, в котором $\Delta M_r, \dot{n} = 0$. Это условие уменьшает число связей, задаваемых системой регулирования, на единицу. Например, в выражении (1.22) зависимость $G_{\text{тп}0} = f(n_0)$ оказывается лишней, так как значения приведенной частоты вращения n_0 на установившихся режимах устанавливаются автоматически при задании конкретной величины приведенного расхода топлива $G_{\text{тп}0}$. Другие связи в зависимости (1.22) сохраняются, но их вид на установившихся режимах в принципе может быть выбран другим, чем в переходных процессах.

В общем случае переходный процесс в ТРД может осуществляться при изменении любого одного параметра в левой части (1.22) при неизменных других. Однако наиболее характерным в практике эксплуатации ТРД оказывается случай, когда переходный процесс инициируется изменением расхода топлива. В этом случае, если все другие определяющие параметры в переходном процессе не изменяются ($\sigma_{\text{вх}}, \bar{\varphi}_{\text{н. а}}, F_{\text{кр}}, F_{\text{с}}, g_{\text{отб}} = \text{const}$), ускорение вращения ротора (раскрутка) будет осуществляться при условии

$$(G_{\text{тп}0})_p > (G_{\text{тп}0})_y,$$

* Начальный и конечный режимы переходного процесса в общем случае не обязательно должны быть установившимися, т. е. переходный процесс рассматривается как часть пути от одного установившегося режима до другого.

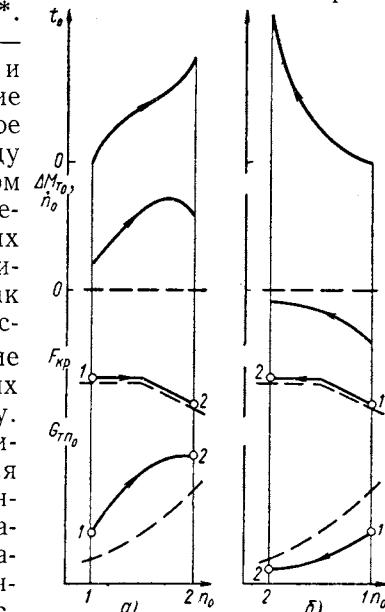


Рис. 1.1. К определению подобных переходных процессов ТРД:

а — разгон; б —брос оборотов;
 — установившиеся режимы;
 ○ — заданные связи [$G_{\text{тп}0}$,
 $F_{\text{кр}} = \varphi(n_0)$; $\sigma_{\text{вх}}, \bar{\varphi}_{\text{н. а}}, F_{\text{с}}, g_{\text{отб}} = \text{const}$]]

а замедление вращения (сброс оборотов) — при условии

$$(G_{\text{тп}0})_{\text{сб}} < (G_{\text{тп}0})_y$$

(сравнение производится при $n_0 = \text{idem}$; см. рис. 1.1). Случаи, когда $(G_{\text{тп}0})_p < (G_{\text{тп}0})_y$, а $n_0 > 0$, или $(G_{\text{тп}0})_{\text{сб}} > (G_{\text{тп}0})_y$ и $n < 0$ за счет изменения других определяющих параметров, принципиально возможны, но не имеют практического значения.

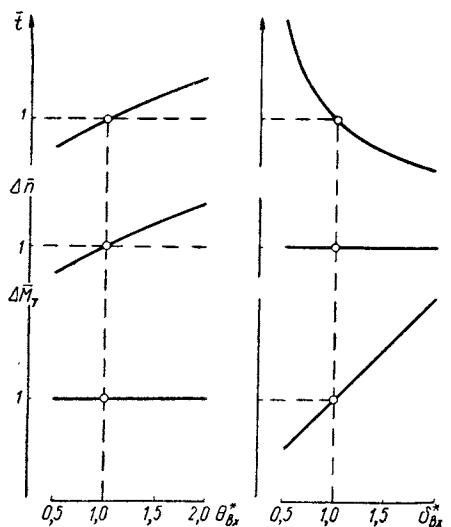


Рис. 1.2. Зависимости физических значений времени, диапазона изменения частоты вращения и избыточного крутящего момента турбины ТРД от параметров окружающей среды при подобном протекании переходных процессов (t_0 , $\Delta n_0 = \text{idem}$)

входе в двигатель физическое время переходных процессов изменяется обратно пропорционально $\theta_{\text{вх}}^*$ в связи с ростом избыточного крутящего момента турбины.

Определение подобного переходного режима двух- или трехвального двигателя более сложно. Функциональная связь приведенных параметров для произвольно заданного неустановившегося режима трехвального ТРДДФ с общей форсажной камерой (1.16) и уравнения движения каждого из трех роторов (1.17) образуют исходную систему уравнений, решение которой позволяет определить условия подобия конкретного переходного процесса такого двигателя. Как и в одновальном ТРД, необходимо задать дополнительные связи между опре-

деляющими параметрами в правой части зависимости (1.16), например, в виде

$$\sigma_{\text{вх}}, (\varPhi_{\text{н.а}})_1, \dots, F_{\text{kp}}, F_c, G_{\text{тп}0}, G_{\text{тп.ф}0}, g_{\text{отб}} = f_n(n_{\text{вд}})_0 \quad (1.24)$$

при условии

$$M_{\text{п}} = \text{const.}$$

Число этих связей, осуществляемых САР, меньше числа определяющих параметров на три, что при наличии трех уравнений дви-

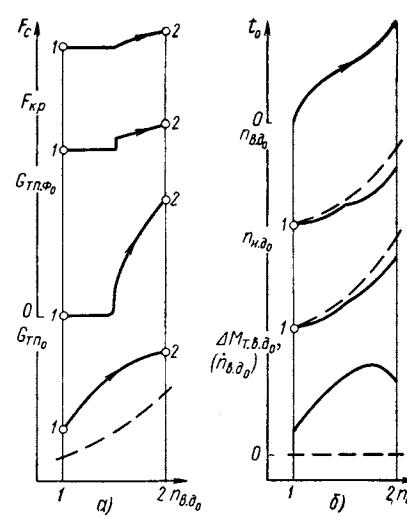


Рис. 1.3. К определению подобных переходных процессов трехвального ТРДДФ_{см} (разгон с включением форсажной камеры):

а — задаваемые связи ($\sigma_{\text{вх}}, \varPhi_{\text{н.а}}, g_{\text{отб}} = \text{const}$); б — изменение некоторых зависимых параметров; — — — установившиеся режимы; о — заданные начальные и конечные значения параметров

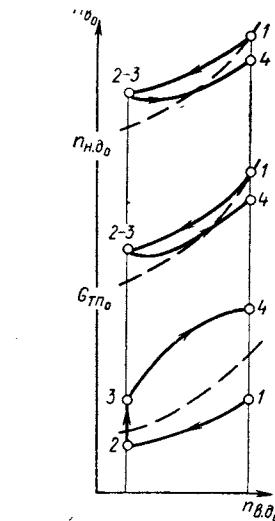


Рис. 1.4. Встречная приемистость трехвального ТРДД:
— — — установившиеся режимы

жения роторов позволяет решить систему (1.16) — (1.17). В начальный момент переходного процесса в соответствии с выражением (1.16) необходимо задать значения всех определяющих параметров, что при наличии связей типа (1.24) сводится к заданию начальных частот вращения трех роторов — $(n_{\text{вд}0})_1$, $(n_{\text{н.д}0})_1$, $(n_{\text{в.д}0})_1$.

Конечный режим переходного процесса (в общем случае неустановившийся) может быть задан частотой вращения одного ротора [например, $(n_{\text{в.д}0})_2$], так как переходный процесс перечисленными выше условиями задан однозначно (рис. 1.3).

При осуществлении подобного переходного процесса, определяемого указанными выше условиями, протекание по приведенному времени t_0 всех приведенных или относительных параметров (например, приведенных частот вращения или относительного

скольжения роторов) будет идентичным, независимым от внешних атмосферных условий.

Как видим, основное отличие в определении подобного переходного процесса в многовальном двигателе по сравнению с одновальным заключается в необходимости задать начальные частоты вращения каждого из роторов. Если начальное сочетание частот вращения соответствует установившемуся режиму (этот случай показан на рис. 1.3), то условия задания подобного переходного процесса у одновальных и многовальных двигателей принципиально совпадают. При эксплуатации многовальных двигателей могут встретиться, однако, более сложные случаи, при которых начальные сочетания частот вращения становятся неопределенными. Наиболее характерной в этом смысле является так называемая «встречная приемистость», т. е. разгон (кривая 3—4), осуществляемый непосредственно за сбросом оборотов (кривая 1—2), когда рассогласование частот вращения роторов получается наибольшим (рис. 1.4). Эта особенность осложняет выбор рациональных законов управления многовальными двигателями на переходных режимах.

1.3. ОБЩИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ГТД НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

1.3.1. Математическая модель ГТД

Расчет характеристик ГТД на установившихся и переходных режимах в квазистационарном представлении имеет много общего. Математическая модель ГТД любой конструктивной схемы в этом случае включает в себя полную систему уравнений, описывающих:

характеристики элементов;

связь между элементами;

законы изменения подачи топлива регулирующей автоматической системой;

законы управления органами механизации двигателя.

Характеристики элементов двигателя в задачах, рассматриваемых в квазистационарном представлении, обычно задаются через параметры подобия. В тех случаях, когда законы газодинамического, теплового или механического подобия не соблюдаются, могут быть введены дополнительные уравнения влияния таких специальных факторов, как, например:

изменение термодинамических констант рабочего тела (теплоемкости, показателя адиабаты и др.);

теплоотвод от рабочего тела в стенки тракта турбомашины, камеры сгорания и т. д.;

изменение неполноты сгорания топливо-воздушной смеси в камере сгорания;

газодинамическая нестационарность течения в проточном тракте и т. п.

Уравнения связей между элементами двигателя обусловлены конструктивной схемой двигателя, наличием геометрического регулирования элементов и отбором мощности и воздуха.

Регулирующие устройства автоматики двигателя определяют режим работы двигателя в зависимости от условий полета и положения органов механизации элементов двигателя. В тех случаях когда программы регулирующих органов построены по параметрам, отличным от критерииов подобия, или когда последние по какой-либо причине не соблюдаются, математическую модель целесообразно представлять в физических, а не в приведенных параметрах.

В данной работе предполагается, что двигатель работает с регулятором, выполняющим задачу управления двигателем по рассматриваемым программам без дополнительных запаздываний, инерционности и погрешностей.

1.3.2. Система уравнений

Все многообразие возможных схем газотурбинных двигателей может быть получено путем комбинаций относительно небольшого числа элементов, в число которых входят воздухозаборник, вентилятор, компрессор, камера сгорания (основная, форсажная), турбина и реактивное сопло. Рассмотрим их характеристики.

Характеристика сверхзвукового воздухозаборника может быть представлена в виде

$$\sigma_{\text{вх}} = f(M_{\text{п}}, G_0, \bar{i}, \bar{X}_1, \bar{X}_2 \dots),$$

где \bar{i} — относительный угол атаки;

\bar{X}_1, \bar{X}_2 — относительное положение регулируемых органов.

Определяющими параметрами в компрессорах обычно выбираются приведенный расход воздуха на входе G_0 и число M по окружной скорости $M_{\text{п}}$ (или n_0), так что

$$\pi_{\text{к}}, \eta_{\text{к}}, \tau_{\text{к}} = f(n_0, G_0, \bar{\Phi}_{\text{н. а.}}, \dots, g_{\text{огб}}).$$

Типовая характеристика компрессора изображена на рис. 1.5.

Характеристику турбины представляют в разнообразных координатах, в которых определяющими выступают параметры расхода и частоты вращения, приведенные по параметрам на входе в турбину (или их комбинации):

$$\pi_{\text{т}}, \eta_{\text{т}}, \tau_{\text{т}}, L_{\text{т}}/T_{\text{т}}^* = f(n_{\text{т}0}, G_{\text{т}0}).$$

Один из возможных способов представления характеристики турбины дан на рис. 1.6.

Работа камеры сгорания (основной и форсажной) характеризуется эффективностью подогрева газа и потерями его полного давления. Для основной камеры точное выражение, связывающее

расходы топлива и воздуха и изменение теплосодержания продуктов сгорания, может быть записано в форме, предложенной Я. Т. Ильинским и К. В. Холщевниковым [11]:

$$q_{\text{тп}} = \frac{G_{\text{тп}}}{G} = \frac{i_r - i_k}{\eta_r H_u - i_{\text{п. г}} - i_{\text{по}}},$$

где i — теплосодержание чистого воздуха;

$i_{\text{п}}$ — теплосодержание «чистых продуктов сгорания», т. е. за вычетом теплосодержания чистого воздуха (соответственно при температурах T_r^* и $T_0 = 298 \text{ K}$);

η_r — коэффициент полноты сгорания (по рис. 1.7).

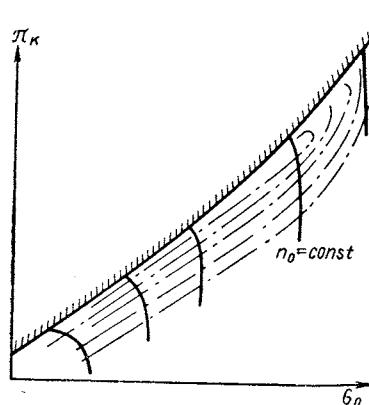


Рис. 1.5. Характеристика компрессора:

— · · · — линии $\eta_k = \text{const}$; — — — — напорные ветви $n_o = \text{const}$; //——— граница устойчивой работы

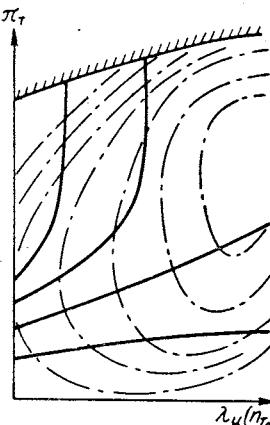


Рис. 1.6. Характеристика турбины:

— · · · — линии $\eta_r = \text{const}$;
— — — — линии $G_r0 = \text{const}$;
//——— предел расширительной способности турбины

Это выражение может быть представлено в условной форме:

$$q_{\text{тп}} = \frac{\tilde{c}_p (T_r^* - T_k^*)}{\eta_r H_u},$$

где $\tilde{c}_p = f(q_{\text{тп}}, T_k^*)$ — условная средняя теплоемкость газа в процессе подвода тепла.

Будучи приведенным с помощью отвлеченных параметров к виду

$$\frac{\eta_r H_u G_{\text{тп}}}{\sqrt{T_{\text{вх}}^* p_{\text{вх}}^*}} = \frac{G \sqrt{T_{\text{вх}}^*}}{p_{\text{вх}}^*} \tilde{c}_p \tau_k (T_r - 1)$$

или

$$\tau_r = 1 + \frac{\tau_k}{\tilde{c}_p} \frac{\eta_r H_u}{L_0 \alpha_{r0}},$$

это выражение с точностью до влияния T_k^* на \tilde{c}_p дает функциональную связь между отвлечеными параметрами, характеризующую процесс теплоподвода в основной камере сгорания.

Аналогичная приближенная связь может быть получена для процесса теплоподвода в форсажной камере:

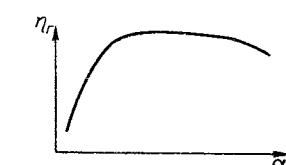
$$q_{\text{тп. ф}} = \frac{G_{\text{тп. ф}}}{G} = \frac{(\tilde{c}_p)_{\text{ф}} (T_{\text{ф}}^* - T_{\text{т}}^*)}{\eta_{\text{ф}} H_u};$$

$$(\tilde{c}_p)_{\text{ф}} = f(q_{\text{тп}}, q_{\text{тп. ф}}, T_{\text{т}}^*),$$

откуда

$$\frac{\eta_{\text{ф}} H_u G_{\text{тп. ф}}}{\sqrt{T_{\text{вх}}^* p_{\text{вх}}^*}} = f \left(\frac{G \sqrt{T_{\text{вх}}^*}}{p_{\text{вх}}^*}, \frac{T_{\text{ф}}^*}{T_{\text{вх}}^*}, \frac{T_{\text{т}}^*}{T_{\text{вх}}^*}, \tau_{\text{т}} \right).$$

Рис. 1.7. Зависимость коэффициента полноты сгорания от коэффициента избытка воздуха



Потери полного давления в камере сгорания определяются ее гидравлическим сопротивлением и теплоподводом:

$$\sigma_{\text{т}} = \sigma_{\text{гидр}} \sigma_{\text{тепл}},$$

где

$$\sigma_{\text{гидр}} = 1 - \frac{\Delta p^*}{p_0^*} = f(G_{\text{к. 0}}); \quad \sigma_{\text{тепл}} = f(G_{\text{к. 0}}, T_{\text{т}}^*/T_k^*).$$

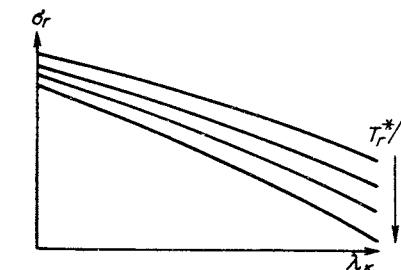


Рис. 1.8. Зависимость коэффициента сохранения полного давления в камере сгорания от приведенной скорости и степени подогрева

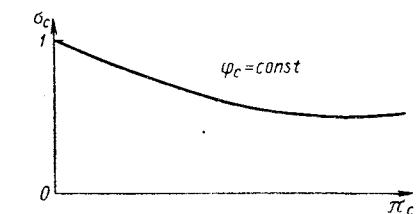


Рис. 1.9. Зависимость коэффициента сохранения полного давления от степени расширения газов в реактивном сопле

На рис. 1.8 показана одна из возможных форм представления потерь в камере. Аналогично этому в форсажной камере

$$\sigma_{\text{ф}} = f(G_{\text{т. 0}}, \frac{T_{\text{ф}}^*}{T_{\text{т}}^*}).$$

Потери полного давления в конкретном реактивном сопле характеризуются зависимостью

$$\sigma_{\text{c}} = f(G_{\text{c. 0}}, F_{\text{к. п}}, F_{\text{c}}),$$

представленной на рис. 1.9.

Рассмотрим пример составления системы уравнений в параметрах подобия для двухконтурного двигателя трехвальной схемы с раздельными реактивными соплами (см. рис. 1).

Уравнения характеристикик элементов:
воздухозаборника

$$\pi_{\text{вх}} = f_1(M_{\text{п}}, G_{0 \text{ вх}}), \sigma_{\text{вх}} = f_2(M_{\text{п}}, G_0);$$

вентилятора

$$\pi_{\text{в}} = f_3(n_{\text{в 0}}, G_0); \tau_{\text{в}} = f_4(n_{\text{в}}, G_0);$$

компрессора низкого давления

$$\pi_{\text{к. н}} = f_5(n_{\text{к. н 0}}, G_{\text{в 0}}); \tau_{\text{к. н}} = f_6(n_{\text{к. н 0}}, G_{\text{в 0}});$$

компрессора высокого давления

$$\pi_{\text{к. в}} = f_7(n_{\text{к. в 0}}, G_{\text{к. в 0}}); \tau_{\text{к. в}} = f_8(n_{\text{к. в 0}}, G_{\text{к. в 0}});$$

камеры сгорания

$$\tau_{\text{г}} = f_9(\alpha_{\text{г}}, \eta_{\text{г}}); \sigma_{\text{г}} = f_{10}(\alpha_{\text{г}}, G_{\text{к 0}});$$

турбины высокого давления

$$\pi_{\text{т. к}} = f_{11}(n_{\text{т. к 0}}, G_{\text{г 0}}); \tau_{\text{т. к}} = f_{12}(n_{\text{т. к 0}}, G_{\text{г 0}});$$

турбины низкого давления

$$\pi_{\text{т. н}} = f_{13}(n_{\text{т. н 0}}, G_{\text{т. к 0}}), \tau_{\text{т. н}} = f_{14}(n_{\text{т. н 0}}, G_{\text{т. к 0}});$$

турбины вентилятора

$$\pi_{\text{т. в}} = f_{15}(n_{\text{т. в 0}}, G_{\text{т. н 0}}); \tau_{\text{т. в}} = f_{16}(n_{\text{т. в 0}}, G_{\text{т. н 0}});$$

сопла внутреннего контура

$$\pi_{\text{с. I}} = f_{17}(G_{\text{с. 0}}, \sigma_{\text{с. I}}); \sigma_{\text{с. I}} = f_{18}(G_{\text{с. I 0}});$$

сопла наружного контура

$$\pi_{\text{с. II}} = f_{19}(G_{\text{с. 0}}, \sigma_{\text{с. II}}); \sigma_{\text{с. II}} = f_{20}(G_{\text{с. 0 II}}).$$

При составлении уравнений общими являются следующие обстоятельства. Характеристики любой лопаточной машины при условии геометрического газодинамического и теплового подобия могут быть выражены любыми двумя приведенными параметрами. В рассматриваемом примере в качестве таких параметров взяты π и τ . В свою очередь, каждый из выходных параметров турбомашины является функцией двух независимых аргументов, в качестве которых целесообразно использовать приведенную частоту вращения и приведенный расход воздуха. * Так как независимых параметров только два, то записывать большее число уравнений для задания характеристики лопаточной машины

* Эти параметры в уравнениях приведены по параметрам газа (p^* , T^*) на входе в соответствующий элемент.

(при условии справедливости подобия), как это нередко делается, не имеет смысла. Излишние уравнения не несут необходимой информации и затрудняют запись математической модели двигателя.

Характеристики воздухозаборника и реактивного сопла заданы двумя уравнениями условно. Это сделано для того, чтобы учесть процессы сжатия в свободном потоке перед воздухозаборником и расширения в струе за соплом.

Таким образом, для данного газотурбинного двигателя любой схемы в области режимов полета, в которой справедливы принципы теории подобия, *число уравнений, определяющих характеристики элементов двигателя, равно удвоенному числу элементов*.

Уравнения влияния дополнительных факторов. В случае заметного влияния отдельных факторов на приведенные характеристики элементов двигателя могут быть введены необходимые уточнения. Наиболее часто в уточнениях нуждаются характеристики камеры сгорания (основной или форсажной) вследствие зависимости процесса сгорания топливо-воздушной смеси от параметров на входе в камеру: давления, скорости и температуры воздуха, а также от состава смеси, температуры и физико-химических свойств (сорта) применяемого топлива. Зависимость полноты сгорания топливо-воздушной смеси в камере сгорания может быть выражена через физические значения параметров или комплексы, образованные из критериев подобия. При переходных режимах двигателя на полноту сгорания топлива может оказывать влияние темп подачи и величина поступившей порции топлива. Поэтому в общем виде уравнение коэффициента полноты сгорания может выглядеть следующим образом:

$$\eta_{\text{г. н}} = f\left(\alpha_{\text{г}}, \frac{p_{\text{к}}^m}{c_{\text{к}}^n T_{\text{к}}^p}, q_{\text{тп}}, \frac{dq_{\text{тп}}}{dt}, T_{\text{тп}} \dots\right),$$

где m , n , p — найденные экспериментальным путем показатели степени.

Характеристики компрессора обычно уточняются на влияние числа Рейнольдса в области больших высот и малых скоростей полета, а также на влияние теплоемкости воздуха при больших скоростях полета, теплоотвода в детали проточной части, отбора воздуха на различные нужды двигателя и самолета.

При расчете переходных режимов, кроме этого, учитывается влияние механизации компрессора: положения поворотных лопаток НА ($\Phi_{\text{н. а}}$) и клапанов (ленты) перепуска воздуха ($\bar{l}_{\text{к. п}}$). В общем виде характеристика компрессора представляется в виде

$$\pi_{\text{к}}, \tau_{\text{к}} = f\left[n_{\text{к 0}}, G_0, \text{Re}_{\text{к}}, c_p, \left(\frac{d\bar{Q}}{dt}\right)_{\text{ср}}, \frac{dG}{dt}, \Phi_{\text{н. а}}, \bar{l}_{\text{к. п}}, \dots\right],$$

где $(d\bar{Q}/dt)_{\text{ср}}$ — некоторый осредненный поток тепла в стенки проточного тракта компрессора, отнесенный к суммарному теплоподводу в компрессоре.

Характеристики турбины так же, как и компрессора, уточняются на влияние числа Рейнольдса, отвода тепла в стенки, переменной теплоемкости газа и т. д. Тогда

$$\pi_t, \tau_t = f \left[n_{t,0}, G_{t,0}, (c_p)_t, \text{Re}_t, \left(\frac{d\bar{Q}}{dt} \right)_{cp} \right].$$

При этом число уравнений, определяющих характеристики элементов двигателя, увеличивается, как минимум, на количество дополнительных факторов.

Уравнения связей. Для рассматриваемой конструктивной схемы двигателя уравнения связей включают в себя следующее.

1. Условия равенства частоты вращения роторов:

$$n_{b,0} = n_{t,0} \sqrt{\frac{T_{t,n,0}^*}{T_{b,0}^*}};$$

$$n_{k,n,0} = n_{t,n,0} \sqrt{\frac{T_{t,k,0}^*}{T_{b,0}^*}};$$

$$n_{k,b,0} = n_{t,b,0} \sqrt{\frac{T_{t,b,0}^*}{T_{k,n,0}^*}}.$$

2. Условия равенства мощностей (или работ, или крутящих моментов):

$$K_{t,n} N_{t,0} = \frac{N_{b,0}}{\eta_{m,b}} + 4\pi^2 I_{zb} n_{b,0} \frac{dn_{b,0}}{dt_0};$$

$$K_{t,k} N_{t,0} = \frac{K'_b N'_{k,0}}{\eta_{m,n,d}} + 4\pi^2 I_{zh,d} K''_{b} n_{k,0} \frac{dn_{k,0}}{dt_0};$$

$$K_r N_{t,k,0} = \frac{K_{k,n} N_{k,b}}{\eta_{m,b,d}} + 4\pi^2 I_{zb,d} K''_{k,n} n_{k,0} \frac{dn_{k,0}}{dt_0},$$

где $K_r, K_{t,n}, K_{t,k}, K_{k,n}, K_b$ — коэффициенты приведения от параметров в сечении перед данным элементом к параметрам на входе в двигатель.

3. Условия равенства степеней сжатия и расширения:

$$\pi_{bx} \sigma_{bx} \pi_b (\sigma_c)_{II} = (\pi_c)_{II};$$

$$\pi_{bx} \sigma_{bx} \pi_{k,n} \pi_k \sigma_r (\sigma_c)_I = \pi_{t,k} \pi_{t,n} \pi_t (\pi_c)_I.$$

4. Условия равенства расходов на входе в компрессор и турбину данного каскада (ротора):

$$G_0 = (m+1) G_{t,n,0} \frac{\sigma_r \pi_k \pi_{k,n} \pi_b}{\pi_t \pi_{t,n} v_{t,n}} \sqrt{\frac{T_{bx,0}^*}{T_{t,n,0}^*}};$$

$$G_{b,0} = G_{r,k,0} \frac{\sigma_r \pi_k \pi_{k,n}}{\pi_{t,k} v_{t,k}} \sqrt{\frac{T_{b,0}^*}{T_{t,k,0}^*}}; \quad G_{k,n,0} = \frac{G_{r,0} \sigma_r \pi_{k,b}}{v_r} \sqrt{\frac{T_{k,n,0}^*}{T_{r,0}^*}}.$$

5. Дополнительные соотношения между входными и выходными параметрами каждого элемента, а также уравнения, описывающие внешние характеристики двигателя (тяговые, расходные, мощностные и т. п.).

Количество уравнений связей равно в общем случае утроенному числу роторов (каскадов) плюс число контуров двигателя.

1.3.3. Условие получения замкнутой системы

Записанные выше уравнения характеристик элементов двигателя и уравнения связей составляют математическую модель двигателя на рассматриваемых режимах в квазистационарном представлении.

После их записи необходимо убедиться, что число параметров превышает число уравнений строго на число степеней свободы двигателя, задавшись которыми можно однозначно решить систему уравнений.

1.3.4. Способы представления характеристик элементов для расчета на ЭЦВМ

Существует несколько способов представления характеристик элементов для ввода в вычислительную машину.

Один из наиболее ранних и широкоизвестных способов заключается в задании характеристик элементов в виде таблиц параметров в характерных точках или через определенные интервалы изменения параметров. Между точками параметры определяются в большинстве задач линейной интерполяцией. Изменения термодинамических параметров (теплоемкости, энталпии...) в зависимости от температуры рабочего тела аппроксимируются с помощью степенных многочленов невысокого порядка. Табличное задание характеристик требует значительной подготовительной работы и в известной мере загружает оперативную память вычислительной машины.

Второй способ заключается в аналитическом представлении характеристик элементов в виде зависимостей, аппроксимирующих отдельные характеристики. Например, напорные характеристики компрессора $\pi_k = f(n_0, G)$ могут быть в линейном представлении выражены уравнением

$$d\pi_k = \frac{\partial \pi_k}{\partial n_0} dn_0 + \frac{\partial \pi_k}{\partial G_0} dG_0$$

с переменными коэффициентами $\partial \pi_k / \partial n_0$ и $\partial \pi_k / \partial G_0$. Такая форма представления широко используется при решении задач с помощью метода малых отклонений [16].

Двупараметрические графические характеристики элементов для использования в расчетах с помощью ЭЦВМ могут аппрокси-

мироваться либо кривыми, задаваемыми аналитически, либо ломаными линиями.

Отдельные авторы применяют аппроксимацию характеристик, в частности, напорных характеристик компрессора, с помощью степенных многочленов. При этом удается существенно сократить затраты машинного времени без заметного снижения точности расчета характеристик двигателя.

Наконец, третий возможный способ заключается в расчете характеристик элемента по самостоятельной программе в каждом случае. Этот способ требует сложных вычислительных комплексов, обладающих высоким быстродействием и большим объемом оперативной памяти.

1.3.5. Методы решения системы уравнений

При определении параметров двигателя на установившихся, неустановившихся и квазистационарных режимах задача сводится к решению системы нелинейных алгебраических уравнений, так как мощность, идущая на преодоление силы инерции ротора или ускорение вращения, может рассматриваться в виде некоторой алгебраической величины. Для решения системы нелинейных алгебраических уравнений в принципе применимы любые из известных методов приближенного решения таких систем: методы Ньютона, итерации, градиента, степенных рядов и т. п. (см., например, [4]). Указанные методы содержатся в библиотеках стандартных программ для ЭВМ и не нуждаются в подробном изложении. Наиболее часто применяются два первых метода.

При нахождении режима совместной работы многовального ГТД сложной схемы расчет удобнее начинать с внутреннего каскада высокого давления и, последовательно проходя по каскадам, подойти к согласованию расходов рабочего тела через реактивные сопла. В конечном итоге определяется так называемая динамическая характеристика двигателя [6]: $G_{t_{n0}} = f\left(n_0, \frac{dn_0}{dt_0}\right)$ для данного M_n , на которой дополнительно наносятся регулируемые при переходных процессах параметры. Пример динамической характеристики приведен на рис. 1.10.

Если необходимо рассчитать переходный процесс при определенных условиях на входе в двигатель p_{bx}^*, T_{bx}^* , то динамическая характеристика пересчитывается на эти условия и с использованием программ регулирования топлива и перемещений элементов механизации двигателя строится зависимость $dn/dt = f(n)$. Интегрирование этой зависимости с заданным шагом по времени Δt позволяет найти тахограмму процесса $n = f(t)$, оценить характер и продолжительность переходного процесса, а также с помощью динамической характеристики установить изменение любого параметра (тяги двигателя и т. п.) по времени (рис. 1.11).

При определении параметров двигателя на переходных режимах с учетом влияния нестационарных процессов в элементах составляется система обыкновенных дифференциальных уравнений. Уравнения включают в себя фактические, а не приведенные параметры. Границные условия содержат параметры и их изменение на входе и выходе из двигателя (или силовой установки в целом), а также программы регулирования подачи топлива и положения элементов механизации двигателя.

Для приближенного решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений применительно к задачам определения характеристик и свойств авиационных двигателей наиболее распространенными являются следующие методы: метод Рунге-

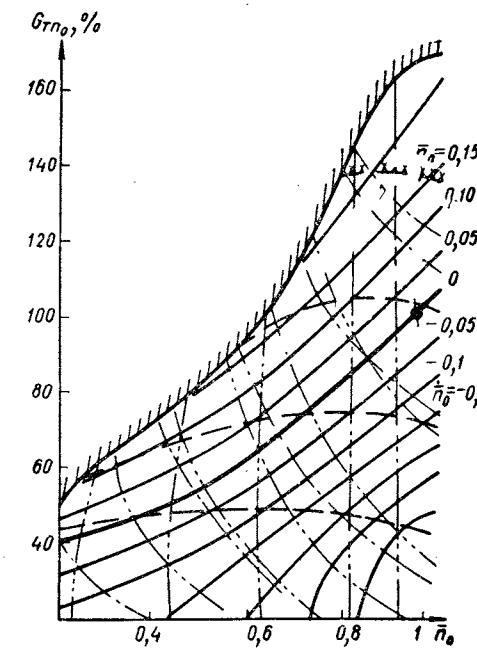


Рис. 1.10. Динамическая характеристика одновального ТРД:

— $n_0 = \text{const}$; — $T_g^* = \text{const}$; - - - $R = \text{const}$; - - - $\pi_k = \text{const}$;
 $- \cdots - G_0 = \text{const}$; | | | | | | | | — граница помпажа; $\times \times \times \times \times \times \times$ — предельно допустимая температура газа

приближений, метод Эйлера и т. п. Эти методы также содержатся в библиотеках стандартных программ для ЭЦВМ.

Первоначально производится расчет характеристики двигателя на установившихся режимах без учета влияния нестационарных явлений. Результаты расчета используются для сопоставления с экспериментальными данными и в качестве первого приближения при дальнейшем расчете переходных режимов. Шаг интегрирования уравнений по времени выбирается в зависимости от требуемой точности расчета и продолжительности переходного про-

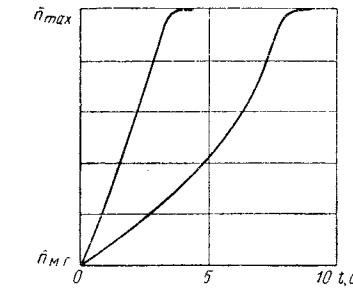


Рис. 1.11. Тахограммы приемистости при различных программах подачи топлива

ге — Кутта, модифицированный метод Ньютона, метод последовательных (см., например, [5]). Эти

цесса. В конечном итоге находятся зависимости различных параметров двигателя от времени.

При нестационарности процессов не представляется возможным для наглядности строить линии разгона на характеристиках элементов или динамической характеристике, так как явления нестационарности деформируют характеристики самих элементов.

Укрупненная блок-схема расчета динамических характеристик одновального турбореактивного двигателя показана на рис. 1.12.

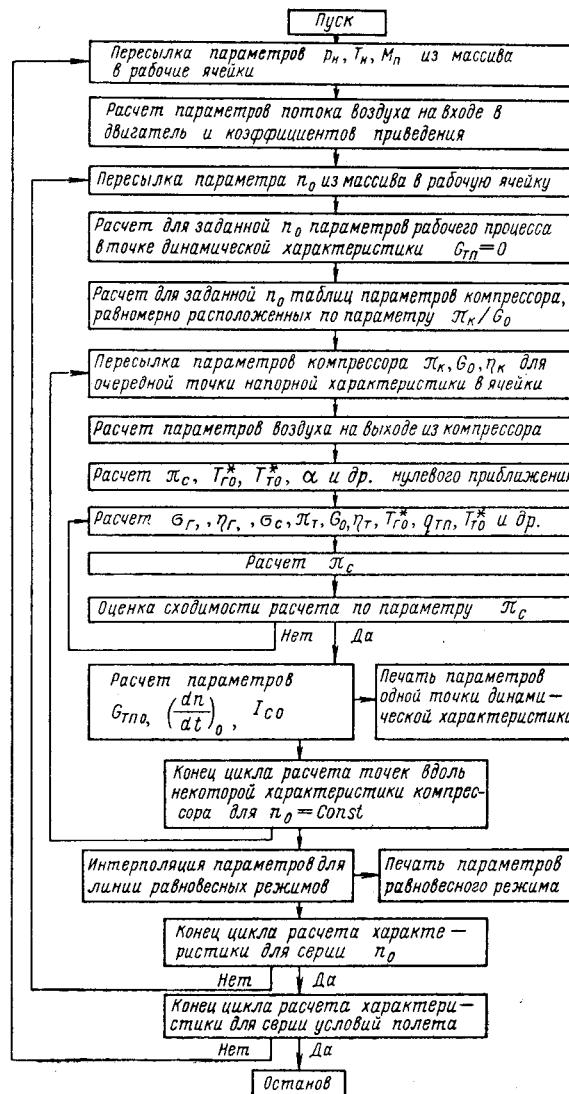


Рис. 1.12. Блок-схема расчета динамических характеристик одновального ТРД

Глава II

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ САМОЛЕТНЫХ ГТД

2.1. РАБОЧИЕ РЕЖИМЫ

Режимы двигателя, используемые в полете и для управления полетом самолета, называются в совокупности рабочими режимами. Рабочие режимы ГТД в свою очередь делятся на форсированные и крейсерские (дроссельные). Каждой группе режимов может соответствовать своя собственная точка или линия рабочих режимов на характеристике компрессора или динамической характеристике двигателя в зависимости от принятых программ управления регулирующими органами.

В группе форсированных режимов выделяются следующие режимы:

- максимальный форсированный режим («полный форсаж»);
- частичный форсированный режим (при плавном и ступенчатом регулировании степени форсирования);
- минимальный форсированный режим («минимальный форсаж»).

Максимальный форсированный режим соответствует наибольшей величине тяги, которую двигатель может устойчиво развивать при определенных земных и летных условиях в течение заданной продолжительности, когда рычаг управления двигателем находится в положении «Полный форсаж».

Частичный и минимальный форсированные режимы соответствуют промежуточным и минимальному значениям тяги двигателя.

В группе крейсерских режимов выделяются такие:

- максимальный бесфорсажный режим;
- номинальный режим;
- максимальный крейсерский режим;
- крейсерские режимы;
- малый газ;
- максимальный реверсивный режим.

Максимальный режим соответствует наибольшей величине тяги, которую двигатель может стablyно развивать при опреде-

ленных земных и летных условиях в течение заданного (ограниченного) времени. У двигателей без форсажной камеры этот режим используется при взлете. В ряде случаев максимальный бесфорсажный режим рассматривается в качестве расчетного режима двигателя.

Номинальный режим соответствует максимально допустимой величине тяги при определенных земных и летных условиях в течение времени, в несколько раз большем времени использования максимального режима. Этот режим используется для набора высоты у двигателей без форсажной камеры.

Максимальный крейсерский режим соответствует максимальной тяге при определенных земных и летных условиях в течение неограниченной в пределах ресурса продолжительности работы. Частичные крейсерские режимы соответствуют пониженным значениям тяги, необходимым для длительного установившегося полета самолета.

Режим малого газа соответствует минимальной тяге двигателя, необходимой при рулежке на земле и снижении самолета.

Максимальный реверсивный режим соответствует наибольшей величине тяги, которую двигатель может стablyно развивать в течение заданного периода времени в направлении, обратном нормальному направлению тяги, когда рычаг управления установлен в положение «Максимальный реверс».

Наконец, существует группа режимов, в которых двигатель функционирует при выключенной подаче топлива в полете. Эти режимы, при которых ротор двигателя вращается от встречного динамического напора воздуха, носят название режимов а в т о р о т а ц и и.

Рабочие режимы, активно назначаемые летчиком в зависимости от условий полета (форсированные, максимальные, крейсерские и др.) детально рассматриваются в общих курсах теории двигателей [11]. В меньшей степени описаны особенности работы двигателей на режимах малого газа и авторотации. Этим режимам посвящены разделы 2.2 и 2.3. Режимы малого газа и авторотации являются исходными для ряда важных переходных процессов (приемистости в стартовых и полетных условиях, высотного запуска).

2.2. РЕЖИМЫ АВТОРОТАЦИИ

Авторотацией называется режим вращения ротора двигателя в полете без подвода тепла в камере сгорания. Единственным источником энергии, за счет которой происходит вращение ротора двигателя, является энергия заторможенного потока воздуха перед двигателем, пропорциональная квадрату скорости полета самолета. Анализ системы уравнений, описывающих режим авторотации двигателя, приводит к выводу, что в области режимов полета, автомодельной по числу Рейнольдса, при отсутствии отбора мощности от ротора, все приведенные параметры

двигателя по существу любой конструктивной схемы однозначно зависят от числа M_n [2].

Изолированный компрессор или вентилятор также способны авторотировать под действием набегающего потока, однако к. п. д. преобразования энергии при этом весьма мал, и поэтому частота вращения на авторотации невелика. При авторотации многоступенчатого компрессора только на последних ступенях создаются условия, благоприятные для создания положительной мощности, в то время как первые и промежуточные ступени являются потребителями мощности. Это позволяет допускать возможность авторотации в силу преобразования энергии в компрессоре только при малых скоростях полета. По мере увеличения скорости полета все большую долю положительной мощности создает турбина вследствие нарастания перепада давления в ней.

При определенной скорости полета (обычно это $M_n \approx 0,8$) наступает критический режим истечения в сопловом аппарате первой ступени турбины. Задолго до приближения этого момента степень сжатия в компрессоре π_k прекращает снижаться и при дальнейшем повышении M_n — увеличивается. Увеличение степени сжатия в компрессоре π_k дополнительно повышает степень расширения в турбине π_t , в результате чего темп изменения частоты вращения по скорости полета заметно возрастает. При установлении критического истечения в сопловом аппарате турбины приведенная скорость воздуха за компрессором становится

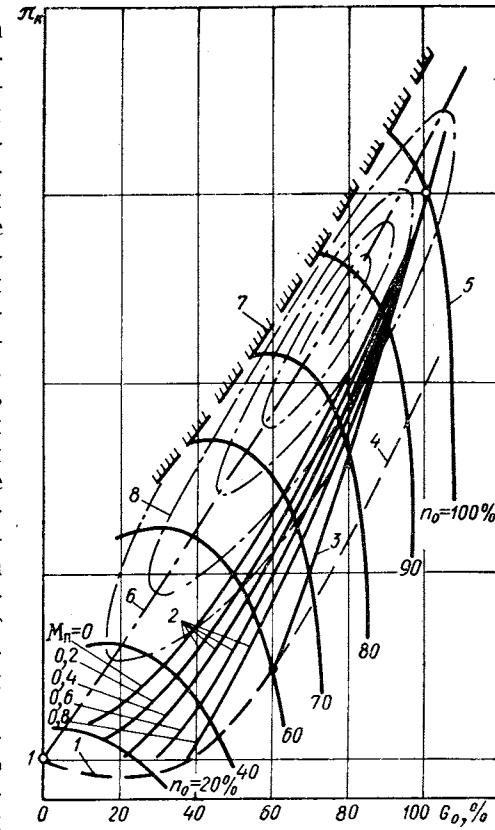


Рис. 2.1. Расположение линий режимов авторотации на характеристике компрессора одновального ТРДФ:

1 — линия режимов авторотации; 2 — линии рабочих режимов при различных числах M_n ; 3 — линии критических режимов при данном F_c ; 4 — линии режимов $\lambda_k = \text{const}$; 5 — напорные ветви компрессора при данном n_r ; 6 — линия оптимальных режимов компрессора; 7 — граница устойчивой работы компрессора; 8 — линии постоянного к. п. д.

постоянной, если этому моменту не предшествовало запирание одной или нескольких решеток последних ступеней компрессора, также встречающееся на практике.

При достижении скоростей полета, соответствующих $M_{\pi} = 1,2 \div 1,7$, наступает запирание реактивного сопла или достигается предел расширительной способности турбины. В результате этого величина приведенной мощности турбины N_{π} при неизменной площади проходного сечения реактивного сопла F_c фиксируется и при дальнейшем возрастании числа M_{π} сохраняется неизменной. При этом в связи с неизменностью мощности турбины устанавливается определенная постоянная приведенная частота вращения при авторотации $n_{a0 \max}$. Линия режимов авторотации на характеристиках элементов двигателя при этом вырождается в точку. На характеристике компрессора эта точка является местом пересечения линий режимов, определяемых уравнением критического истечения в сопловом аппарате турбины $\lambda_r = \text{const}$ и уравнением критического истечения в реактивном сопле $\lambda_c = \text{const}$.

На рис. 2.1 и 2.2 в качестве примера показаны положения линий режимов авторотации одновального ТРД на характеристике компрессора и зависимость основных внутренних параметров двигателя от скорости полета. Характер изменения параметров двигателя объясняется отмеченными выше особенностями режимов авторотации [1].

2.2.1. Минимальная частота вращения при авторотации

При малых M_{π} процесс авторотации достаточно сложен для его математического описания. Дело в том, что работа сжатия и расширения цикла при малых M_{π} соизмерима с работой сил трения и величиной отбора мощности от ротора двигателя. Это обстоятельство, с одной стороны, приводит к тому, что способ единого представления характеристики компрессора и турбины как и на рабочих режимах с помощью адиабатического или мощностного к. п. д. теряет смысл. Эффективность авторотации вентиляторных

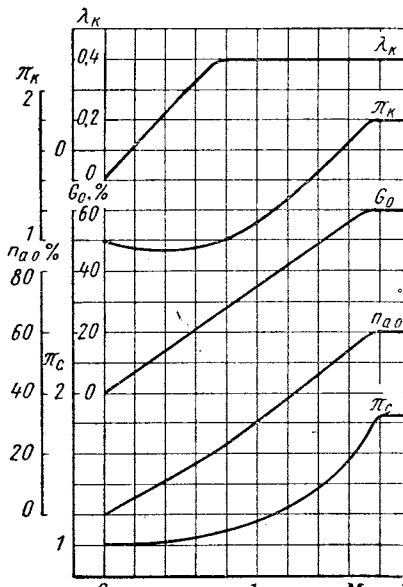


Рис. 2.2. Зависимость основных параметров ТРДФ на режиме авторотации от числа M_{π}

ступеней или последних ступеней многоступенчатого компрессора можно оценить только на основании специальных экспериментальных исследований.

С другой стороны, приходится сталкиваться с дополнительной особенностью протекания режимов авторотации по скорости полета при значительных величинах отбора мощности. Как видно на рис. 2.3, зависимость частоты вращения двигателя на режиме авторотации от скорости полета проходит через начало координат только при $N_{\text{отб}} = 0$. При увеличении отбора значения частоты вращения, меньшие определенной величины (a', a'', \dots) для каждой мощности отбора, практически не могут быть получены. Это значение частоты вращения называется минимальной частотой вращения $n_{a0 \min}$ на режиме авторотации. Ему соответствует некоторое минимальное число M_{π} . Теоретически меньшие частоты вращения могут быть получены только при повышенных скоростях, однако участок ($a' - b'$) зависимости $n_{a0} = f(M_{\pi})$ характеризуется неустойчивой работой. Реальное изменение n_a по скорости полета происходит по ломаной линии $0 - M_{\pi \min}' - a' - \bar{c}$. При достижении $M_{\pi \min}'$ устанавливается частота вращения $n_{a0 \min}$, соответствующая данной высоте и мощности отбора. Чем больше величина мощности, отбираемой от ротора двигателя, и высота полета, тем выше минимальная частота вращения на режиме авторотации.

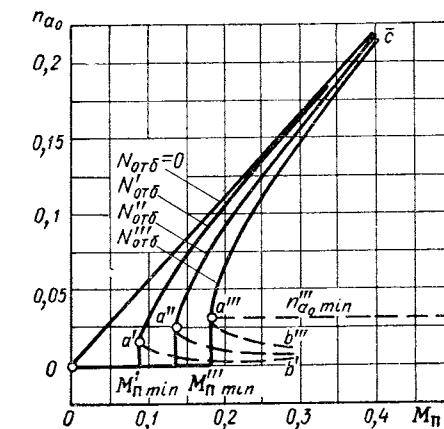


Рис. 2.3. Зависимость частоты вращения при авторотации от скорости полета при различных величинах отбора мощности от ротора (при $H = \text{const}$):

$$N_{\text{отб}}''' > N_{\text{отб}}'' > N_{\text{отб}}'$$

2.2.2. Максимальная приведенная частота вращения на режиме авторотации

Максимальная приведенная частота вращения на режиме авторотации соответствует условию достижения критического истечения в реактивном сопле или предельной расширительной способности турбины. Эта частота вращения зависит от параметров ГТД на расчетном режиме, схемы двигателя и способа его регулирования. Для ТРДФ с нерегулируемой геометрией на режиме авторотации (посравнению с расчетным режимом) в предположении, что работа компрессора вдоль линии критических режимов пропорциональна квадрату частоты вращения и что изменение физи-

ческих констант рабочего тела в зависимости от его температуры пренебрежимо мало, в работе [1] получено следующее уравнение для $n_{a0\max}$

$$\bar{n}_{a0\max} = \left(\frac{T_{r\max}^*}{T_{v\max}^*} - \frac{\frac{k-1}{k} - 1}{\eta_{k\max}\eta_{t\max}} \right)^{-0.5}.$$

На рис. 2.4 приведена зависимость частоты вращения от параметров ТРД в расчетной точке. При этом предполагается, что площадь реактивного сопла на режиме авторотации и на расчетном режиме одна и та же. При другой площади реактивного сопла частота вращения может быть найдена по формуле

$$\bar{n}'_{a0\max} = \bar{n}_{a0\max} v = \bar{n}_{a0\max} \sqrt{\frac{\left(\frac{F_c}{F_{c\max}}\right)^{\frac{2(\beta-1)}{\beta+1}} - 1}{\frac{T_{v\max}^*}{T_{r\max}^*} \frac{\frac{k-1}{k} - 1}{\eta_{k\max}\eta_{t\max}} + 1}},$$

где β — показатель политропы расширения.

Графическое выражение коэффициента v приведено на рис. 2.5. Наибольшее влияние изменения площади реактивного сопла оказывает на частоту вращения авторотации двигателей, имеющих низкие значения $\pi_{k\max}$. Уменьшение площади реактивного сопла вызывает более интенсивное изменение частоты вращения, чем ее увеличение, что объясняется характером изменения мощности турбины при изменении скорости потока за турбиной. Число M полета, при котором устанавливается максимальная частота вращения при авторотации $n_{a0\max}$, может быть определено из уравнения равенства степеней сжатия и расширения в двигателе. В неявном виде это уравнение записывается следующим образом:

$$\pi_{v\max} \sigma_{v\max} = \frac{\pi_{c, \text{кр}} (F_c/F_{c\max})^{\frac{2\beta}{\beta+1}}}{\left\{ \left[\frac{k-1}{k} - 1 \right] \frac{\eta_{k,a}}{\eta_{k\max}} \bar{n}_{a0} + 1 \right\}^{\frac{k}{k-1}} \sigma_c \sigma_r} \times \frac{1}{\left[1 - \frac{T_{v\max}^*}{T_{r\max}^*} \left(\frac{\frac{k-1}{k} - 1}{\eta_{k\max}\eta_{t\max}} \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}},$$

где k , β — показатели адиабаты в процессе сжатия и политропы в процессе расширения.

Зависимости указанного числа (M_{π}) от параметров двигателя на расчетном режиме приведены на рис. 2.6.

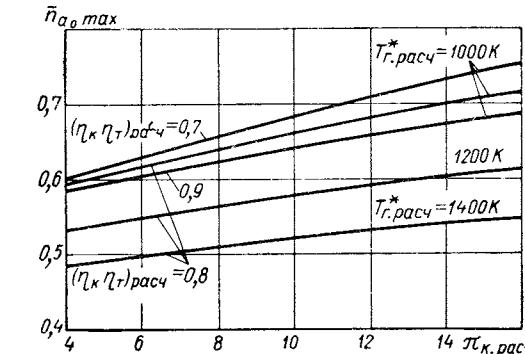


Рис. 2.4. Зависимость максимальной приведенной частоты вращения при авторотации от параметров ТРД на расчетном режиме

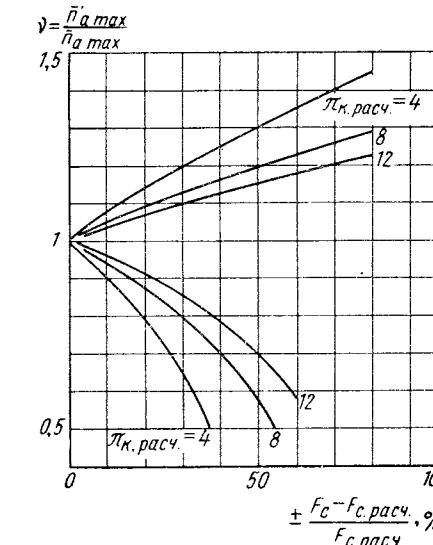


Рис. 2.5. Относительное изменение максимальной приведенной частоты вращения при авторотации при изменениях площади реактивного сопла ($T_{r\text{расч}}^* = 1200\text{K}$)

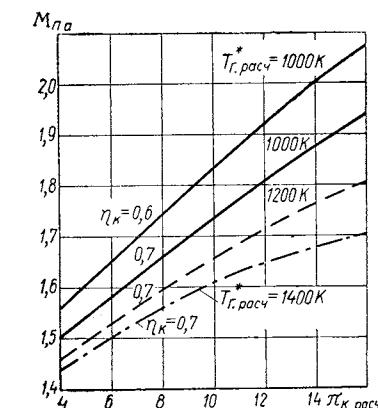


Рис. 2.6. Зависимость числа $M_{\pi, \text{расч}}$, при котором устанавливается максимальная приведенная частота вращения при авторотации $n_{a0\max}$, от параметров ТРД на расчетном режиме:

$$(\eta_{k, \text{расч}} = 0,85; \eta_{t, \text{расч}} = 0,94; \sigma_r = 0,8; \sigma_c = 0,9; F_c = F_{c, \text{расч}})$$

2.2.3. Влияние высоты полета

При отсутствии влияния числа Re на характеристики элементов двигателя (преимущественно на к. п. д.), отбора мощности от ротора двигателя и перепусков n_{a0}

Рис. 2.7. Зависимость частоты вращения аворотации от числа M_{π} :

▲ — $H = 6$ км; ○ — $H = 11$ км

тации протекает по существу так же, как в одновальном ТРДФ. Все представления о режиме аворотации одновального ТРДФ могут быть перенесены на каскад высокого давления двухвального ТРДФ (см. рис. 2.1).

На характеристике КНД линия режимов аворотации проходит отличным от КВД образом (рис. 2.8). Точка совместной работы на напорной ветви при увеличении M_{π} очень быстро смещается влево, приближаясь к границе помпажа. По этой причине некоторые двухвальные двигатели при сверхзвуковых скоростях полета могут находиться в области неустойчивой работы компрессора низкого давления при работе на режимах аворотации.

Максимальная частота вращения ротора низкого и высокого давления при аворотации может быть определена по указанной выше формуле, если в нее подставить параметры (π_k , η_k ...), суммарные для всего компрессора. Строго говоря, эта зависимость выведена в предположении, что вдоль линии критических режимов

на характеристике компрессора изменение работы компрессора пропорционально квадрату изменения частоты вращения. Из обобщенных зависимостей характеристики компрессоров известно, что этому условию соответствует обычно линия критических режимов, совпадающая с линией оптимальных к. п. д. компрессора. На практике такое совпадение линий не всегда возможно. Поэтому вычисленное значение $n_{a0 \max}$ для двухвального ТРДФ, как правило, будет несколько завышенным для КНД и несколько заниженным для КВД в соответствии с характером протекания взаимозависимости критических и оптимальных режимов на характеристиках компрессора.

Рассмотрим более сложную схему — трехвальный ТРДД. Как показывает анализ, характер протекания режимов аворотации на характеристиках компрессоров среднего и высокого давления такой же, как и в двухвальном ТРД. Линия режимов аворотации на характеристике вентилятора проходит таким же образом, как и на характеристике КВД. В соответствии с этим максимальные частоты вращения роторов среднего и высокого давления могут быть определены по указанной выше формуле для $n_{a0 \max}$. Максимальная частота вращения вентилятора определяется по следующей формуле:

$$(n_{v, a \max})_0 = \left(\frac{n_{a0 \max} l_{v \ max} + 1}{n_{a0 \ max} + 1} \right)^{0,5} \left(\frac{T_{r \ max}^*}{T_{v \ max}^*} - \frac{\frac{k-1}{k} - 1}{\eta_{k \ max} \eta_{r \ max}} \right)^{-0,5},$$

где $l_v = L_v / L_{k, n}$ — работа ступеней вентилятора, отнесенная к работе компрессора низкого давления.

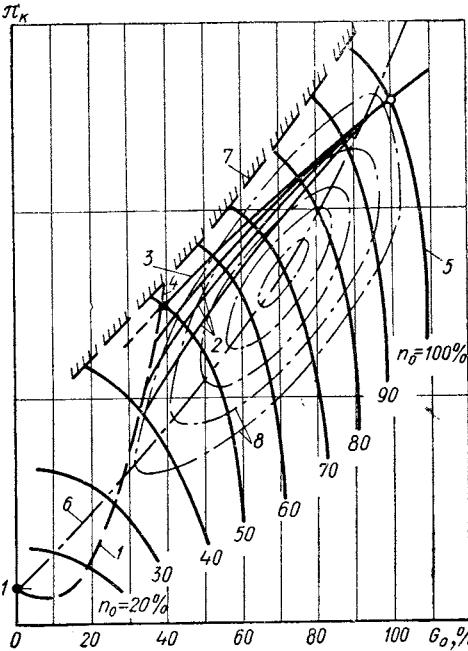


Рис. 2.8. Расположение линии режимов аворотации на характеристике компрессора низкого давления двухвального ТРДФ:

1 — линия режимов аворотации; 2 — линии рабочих режимов при различных M_{π} ; 3 — линия критических режимов при данной F_c ; 4 — линия режимов $\lambda_k = \text{const}$; 5 — напорные ветви компрессора при данном n_0 ; 6 — линия оптимальных режимов компрессора; 7 — граница устойчивой работы компрессора; 8 — линии постоянного к. п. д.

Обычно степень двухконтурности на режиме авторотации в несколько раз выше, чем на расчетном режиме. Зависимость степени двухконтурности и других параметров трехвального ТРДД от числа M_{π} на режимах авторотации приведена на рис. 2.9.

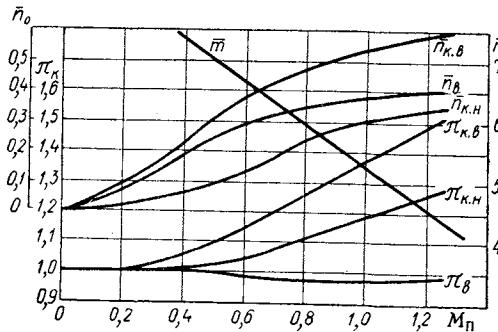


Рис. 2.9. Зависимость параметров трехвального ТРДД на режимах авторотации

2.2.5. Выход двигателя на режим авторотации

На практике встречается ряд задач, когда необходимо определить продолжительность выхода двигателя на режим авторотации. Рассмотрим два случая: выход на режим авторотации двигателя, у которого ротор перед этим не вращается, и выход после самовыключения или преднамеренного выключения двигателя. Оба случая описываются одним и тем же дифференциальным уравнением [1]:

$$\frac{dn}{dt} + Bn^2 - Bn_{a \max}^2 = 0,$$

де

$$B = \frac{G_{\max} L_{k \max}}{I_z n_{a \max}^2 \cdot \text{const}};$$

$n_{a \max}$ — конечная частота вращения на режиме установившейся авторотации.

Общим решением этого дифференциального уравнения является следующее уравнение:

$$n = n_{a \max} \frac{ae^{2Bt} - 1}{ae^{2Bt} + 1},$$

де

$$a = \frac{n_{a \max} + n_{\text{исх}}}{n_{a \max} - n_{\text{исх}}};$$

$n_{\text{исх}}$ — исходная частота вращения ротора.

Это уравнение можно использовать и для оценки процесса выхода на режим авторотации каскада высокого давления в много-вальных ГТД сложных схем.

2.3. РЕЖИМ МАЛОГО ГАЗА

Различают режимы земного и полетного малого газа, которые в частном случае могут совпадать.

2.3.1. Потребная тяга на режиме малого газа

Режим земного малого газа двигателя в общем случае соответствует минимальной тяге, необходимой для рулежки на аэродроме.

Как известно [17], тяга, необходимая при рулежке самолета, изменяется по скорости (рис. 2.10). Тягу на режиме малого газа

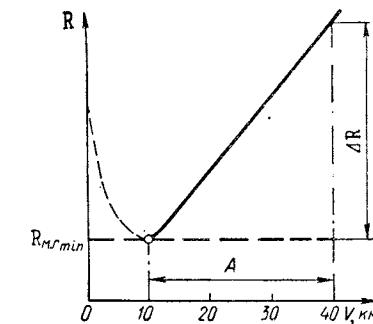


Рис. 2.10. Характер изменения потребной тяги в зависимости от скорости рулежки:

A — возможный диапазон изменения скоростей рулежки

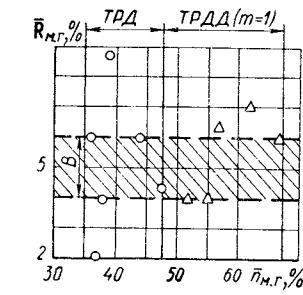


Рис. 2.11. Величины тяги на режиме земного малого газа в зависимости от частоты вращения:

A — рекомендуемый диапазон значений тяги

желательно иметь близкой к минимально необходимой для рулежки, в противном случае эксплуатация самолета будет менее удобной и будет сопряжена с повышенным использованием тормозных устройств шасси и увеличенным износом протекторов.

Величина минимальной тяги может быть ориентировано подсчитана из уравнений проекций сил на оси, взятые параллельно и перпендикулярно направлению движения самолета при рулежке:

$$R_{m, g} - X - F = 0; Y + N - gM = 0.$$

Принимая $Y \approx X \approx 0$ и $F = f_k N = f_k gM$ после некоторых преобразований, получим

$$\bar{R}_{m, g} \approx \frac{f_k \bar{M} \bar{R}_\Phi}{\mu_{\text{взл}}} = \frac{R_{m, g}}{R_{\max}}, \quad (2.1)$$

где $\mu_{взл}$ — тяговооруженность на взлете;

$\bar{M} = \frac{M}{M_{взл}}$ — относительная масса самолета при рулежке по сравнению со взлетной;

$\bar{R}_\phi = \frac{R_{\phi \max}}{R_{\max}}$ — степень форсирования двигателя на взлете;
 f_k — коэффициент трения колес о поверхность аэродрома (0,02—0,04).

Если в формулу (2.1) подставить предельные возможные значения параметров, то получим $\bar{R}_{m, g} = 1,5 \div 8,5\%$. Фактические и регламентируемые величины $\bar{R}_{m, g}$ близки к полученным по зависимости (2.1) (рис. 2.11); отдельные двигатели имеют $\bar{R}_{m, g} = 2 \div 8\%$. В соответствии со сложившейся практикой рекомендуется иметь тягу на режиме земного малого газа в пределах 4—6%.

Указанным значениям тяги в двигателях разных схем соответствуют различные относительные частоты вращения на режиме малого газа. Типичные значения $n_{m, g}$ приведены ниже.

Конструктивная схема двигателя

	$n_{m, g}$
Одновальный нерегулируемый ТРД с центробежным компрессором	0,2 \div 0,25
Одновальный нерегулируемый ТРД с осевым компрессором	0,35 \div 0,45
Одновальный ТРД с поворотными НА компрессора и регулируемым реактивным соплом	0,5 \div 0,65
Двухвальный нерегулируемый ТРД	
ротор НД	0,3 \div 0,4
ротор ВД	0,5 \div 0,6
Двухвальный нерегулируемый ТРДД ($m \leq 2$)	
РНД	0,2 \div 0,35
РВД	0,5 \div 0,65

Режим полетного малого газа в общем случае соответствует минимальной тяге, необходимой для нормального торможения самолета и снижения перед посадкой.

Потребная тяговооруженность самолета при установившемся снижении со скоростью $V_{ch} = \text{const}$ определяется выражением

$$\mu_{ch} = \frac{R_{ch}}{gM_{ch}} = \frac{1}{K_{ch}} \sin \theta,$$

т. е. зависит от угла наклона глиссады θ , поскольку этот угол определяет составляющую веса (силы тяжести) самолета на направлении движения, и от качества самолета K_{ch} . Чем больше θ , тем меньше потребная тяговооруженность при заданной скорости планирования; μ_{ch} увеличивается при уменьшении качества самолета на режиме посадки.

Потребная степень дросселирования двигателя по тяге (по сравнению с максимальной нефорсированной тягой $R_{max, V}$) при

снижении по посадку связана с μ_{ch} и взлетной тяговооруженностью $\mu_{взл}$ простым соотношением:

$$\bar{R}_{ch} = \frac{R_{ch}}{R_{max, V}} = \frac{\mu_{ch}}{\mu_{взл}} \cdot \frac{\bar{R}_\phi}{\bar{R}_V} \bar{M}_{ch}, \quad (2.2)$$

где $\bar{M}_{ch} = M_{ch}/M_{взл}$ — относительное значение посадочной массы самолета;

$\bar{R}_V = R_{max, V}/R_{max, 0}$ — отношение максимальных тяг двигателя при V_{ch} и при $V = 0$;

\bar{R}_ϕ — степень форсирования тяги на старте.

Величина \bar{R}_V может быть оценена по приближенной формуле, полученной в предположении, что скорость истечения газов из реактивного сопла c_c и расход воздуха G в узком диапазоне скоростей полета от 0 до V_{ch} не изменяются:

$$\bar{R}_V \approx 1 - \frac{V_{ch}}{R_{уд, max, 0}}.$$

Определим величины потребных тяг при снижении перед посадкой современных дозвуковых транспортных самолетов. Дальние дозвуковые самолеты обычно имеют $\mu_{взл} = 0,2 \div 0,25$, а самолеты ближних линий, используемые с недостаточно оборудованных аэродромов, требуют большей тяговооруженности — $\mu_{взл} = 0,35 \div 0,4$.

Непрерывный рост аэродинамического совершенства и увеличение крейсерской скорости полета самолетов неизбежно приводят к росту посадочных скоростей. Для того чтобы сохранить посадочную скорость на максимально допустимом по условиям безопасности пределе (≈ 250 км/ч), самолеты оборудуются все более сложной механизацией крыльев, которая позволяет увеличить их подъемную силу, но приводит к сильному росту сопротивления и снижению качества при посадке. Как типичное значение качества современных дозвуковых самолетов на режиме снижения перед посадкой можно принять $K_{ch} \approx 6$ [26].

В настоящее время типовым считается угол посадочной глиссады $\theta \approx 3^\circ$. Современные средства пилотирования не могут гарантировать безопасную посадку самолетов при больших углах θ ввиду сильного возрастания вертикальной скорости снижения. Экспериментально исследуются возможности снижения по крутой глиссаде с углом до 6° .

Низкие значения K_{ch} и малые углы снижения приводят к необходимости поддерживать при заходе на посадку относительно высокие значения тяги двигателя. На рис. 2.12 показаны потребные при снижении перед посадкой степени дросселирования ТРДД, имеющего $m = 5$, $\pi_k = 25$, $T_g^* = 1500\text{K}$. При $\theta = 3^\circ$ и $K_{ch} = 6$ у дальних самолетов посадочная тяга достигает 35—50% от взлетной, а у самолетов малой дальности — 25—30%.

Планирование современных дозвуковых самолетов с повышенной тягой обеспечивает лучшие условия приемистости двигателя в случае необходимости ухода на второй круг или подтягивания. Потребность в малой тяге на режиме малого газа для двигателей дозвуковых транспортных самолетов может возникнуть на режимах аварийного снижения при крутой глиссаде захода на посадку.

Несколько иное положение возникает при эксплуатации легких сверхзвуковых самолетов с большой взлетной тяговооружен-

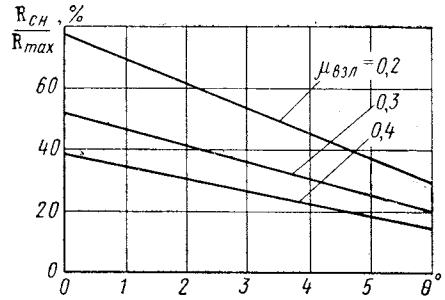


Рис. 2.12. Потребная степень дросселирования ТРДД при снижении на посадку в зависимости от угла глиссады и взлетной тяговооруженности дозвукового транспортного самолета ($V_{ch} = 70$ м/с, $\bar{M}_{ch} = 0,75$, $K_{ch} = 6$)

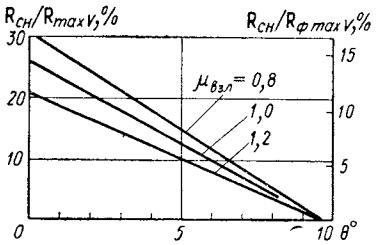


Рис. 2.13. Потребная степень дросселирования ТРДД при снижении в зависимости от угла снижения и взлетной тяговооруженности ($m = 1$, $\pi_k = 20 \div 25$, $T_{r max}^* = 1550$ К, $V_{ch} = 85$ м/с, $\bar{M}_{ch} = 0,8$, $K_{ch} = 6$)

ностью ($\mu_{взл} = 0,8 \div 1,2$). Такие самолеты оборудуются форсированными двигателями. Траектории снижения на посадку у таких самолетов более крутые, в результате чего относительные значения тяги двигателей при снижении существенно ниже (рис. 2.13). При $\theta \approx 9^\circ$ потребная величина R_{ch} близка к нулю. Поэтому требования к минимальной тяге на режиме полетного малого газа у двигателей таких самолетов существенно более жесткие, чем у двигателей дозвуковых транспортных самолетов.

Следует иметь в виду, что у таких самолетов режим минимальной тяги может использоваться также для маневра самолета (торможение, снижение и т. п.).

2.3.2. Программы регулирования режима земного малого газа

Тяга газотурбинного двигателя любого типа на режиме малого газа обусловлена в основном расходом воздуха. Вблизи малого газа расход воздуха для ГТД с нерегулируемой геометрией прямо пропорционален его частоте вращения, поэтому при отладке режима наиболее простым считается регулирование и контролирование частоты вращения n , косвенно характеризующей тягу.

Для достижения хорошей приемистости весьма важно получить малую величину тяги при наибольшей частоте вращения, минимальной механизации и узком диапазоне ее использования.

Наиболее простыми законами регулирования земного малого газа являются следующие:

- 1) $n_{m, r} = \text{idem}$, 2) $n_{m, r0} = \text{idem}$, 3) $G_{t_{p, m, r}} = \text{idem}$,
- 4) $(G_{t_{p, m, r}})_0 = \text{idem}$, 5) $n_{m, r} = f(T_{bx}^*)$, 6) $n_{m, r} = f(p_{bx}^*, T_{bx}^*)$.

Минимальная абсолютная величина тяги двигателя для самолета практически не зависит от атмосферных условий, поэтому наиболее удобны для эксплуатации программы регулирования малого газа, обеспечивающие инвариантность тяги по отношению к атмосферным условиям. Этому требованию удовлетворяет программа $n_{m, r} = f(p_{bx}^*, T_{bx}^*)$, которая может быть составлена из условия $n(p_{bx}^*/T_{bx}^{*0,5b}) = \text{const}$, отвечающего постоянству тяги при некоторой степенной зависимости тяги от частоты вращения $R_0 = an^b$ для данного числа M_{π} .

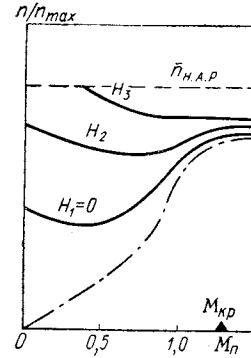
При регулировании режима малого газа по законам $n_{m, r0} = \text{idem}$, $G_{t_{p, m, r}} = \text{idem}$, $n_{m, r} = f(T_{bx}^*)$ тяга двигателя изменяется при изменении барометрического давления; при законе $(G_{t_{p, m, r}})_0 = \text{idem}$ — только при изменении температуры атмосферного воздуха, а при законе $n_{m, r} = \text{idem}$ — при изменении и того и другого параметра.

2.3.3. Зависимость режима малого газа от скорости полета

Характер изменения частоты вращения на режиме малого газа по скорости полета для различных высот в самом общем виде представлен на рис. 2.14 для программы регулирования $G_{t_{p, m, r}} = \text{idem}$. При малых скоростях полета преобладает увеличение расхода воздуха, приводящее при сохранении неизменным расходом топлива к снижению частоты вра-

Рис. 2.14. Зависимость частоты вращения при авторотации и на режимах малого газа от скорости полета на различных высотах:

$H_1 < H_2 < H_3$ — частота вращения на режиме малого газа ($G_{t_{p, m, r}} = \text{const}$, $H = \text{const}$);
 $-\cdot-\cdot-$ — ограничение $n_{m, r}$ центробежным регулятором ($n_{HAP} = \text{const}$); $-\cdot-\cdot-$ — частота вращения авторотации



щения малого газа. По мере увеличения скорости полета возрастает перепад давлений на турбине, вызывающий увеличение частоты вращения как малого газа, так и авторотации двигателя.

При регулировании двигателя таким образом, чтобы частота вращения сохранялась неизменной, увеличение скорости полета

приводит к уменьшению приведенной частоты вращения и, соответственно, к снижению удельной тяги и приведенного расхода воздуха. В результате этого, а также в силу влияния увеличения входного импульса, происходит снижение тяги двигателя.

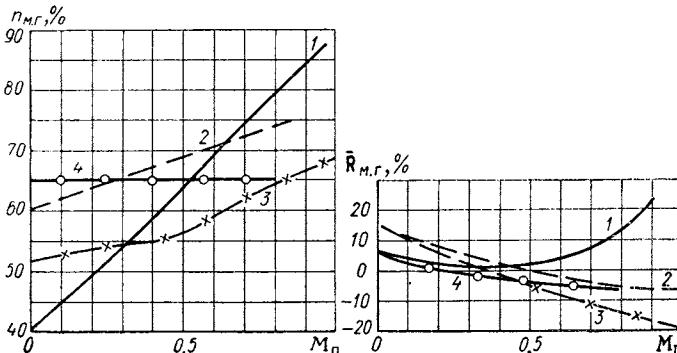


Рис. 2.15. Зависимость частоты вращения ротора и тяги на режиме малого газа от скорости полета у земли $H = 0$ для ряда двигателей, имеющих различные программы регулирования малого газа:

1 — $G_{\text{тп.м.г.}} = f(p_{\text{вх}}^*)$; 2 — $n_0 = \text{idem}$; 3 — $n = \text{idem}$; 4 — $n = f(T_{\text{вх}}^*)$

При регулировании из условия $G_{\text{тп.м.г.}} = \text{idem}$ с увеличением скорости полета тяга уменьшается менее резко, так как при этом возрастает частота вращения из-за повышения перепада на турбине, вызываемого скоростным напором (рис. 2.15).

В связи с достаточно интенсивным уменьшением тяги на режиме малого газа при увеличении скорости полета (на малых высотах) представляется возможным при сохранении фактической величины тяги на уровне, к примеру, 5% повысить частоту вращения малого газа и таким образом улучшить приемистость для облегчения возможности ухода на второй круг (рис. 2.16).

Рис. 2.16. Изменение тяги на режиме полетного малого газа ТРД:

1 — в статических условиях; 2 — в полете при $V \approx 200 \text{ км/ч}$; 3 — выбранный максимальный уровень тяги на режиме малого газа; Δ — режим малого газа на земле; \bigcirc — режим малого газа в полете

Минимальная частота вращения на режиме малого газа определяется обычно устойчивостью компрессора при малой частоте вращения или камеры сгорания при больших коэффициентах избытка воздуха, если камера сгорания имеет узкий диапазон устойчивой работы по «бедному» срыву.

Несмотря на то, что при больших скоростях полета тяга двигателя на режимах малого газа может быть существенно отрицательной, она не всегда обеспечивает эффективное торможение самолета. В связи с этим рассматривается возможность применения систем реверсирования тяги двигателя или различных тормозных устройств на самолете. При этом требования к режиму малого газа должны несколько измениться. В частности, может быть существенно повышена частота вращения на режиме малого газа и тем самым улучшена приемистость двигателя.

2.3.4. Зависимость режима малого газа от высоты полета

При регулировании режима малого газа по простой программе $G_{\text{тп.м.г.}} = \text{idem}$ с увеличением высоты полета при постоянной приборной скорости происходит непрерывное повышение частоты

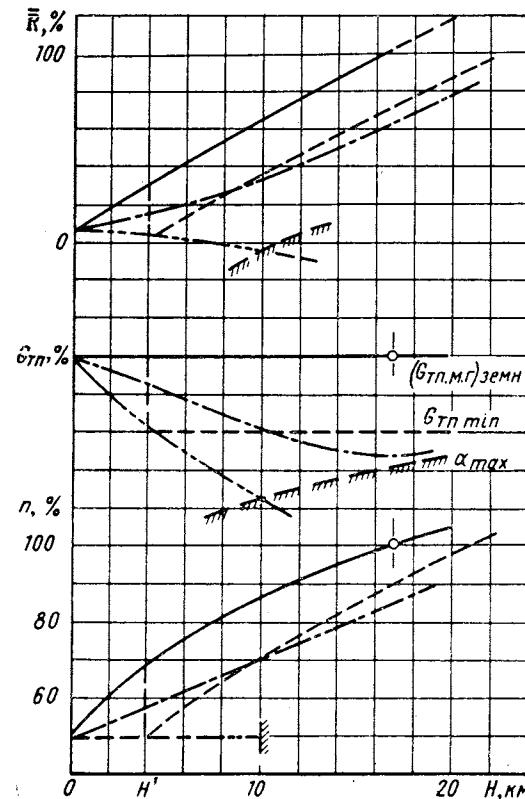


Рис. 2.17. Зависимость параметров двигателя на режиме малого газа от высоты полета ($V_{\text{пр}} = \text{const}$):

— — — — — программа по внутридвигательным параметрам;
— — — — — программа $G_{\text{тп.м.г.}} = \text{idem}$;
— · · · · — программа $(n_{\text{м.г.}})_{\text{земн}} = \text{idem}$;
— · · · · — граница «бедного» срыва камеры сгорания;
— — — — — программа $G_{\text{тп.м.г.}} = \text{idem}$ с релейной перестройкой на $G_{\text{тп. min}}$, начиная с некоторой высоты H'

вращения и относительной величины тяги до тех пор, пока частота вращения на некоторой высоте не сравняется с максимальной (рис. 2.17). Так как при этом диапазон регулирования тяги

станет равным нулю, затормозить самолет можно практически только выключением двигателя или самолетными средствами, если такие предусмотрены. Естественно, что такая программа создает эксплуатационные неудобства управления режимом полета и применима лишь для невысоких двигателей.

Программа регулирования частоты вращения на постоянном уровне сопряжена с необходимостью существенного снижения расхода топлива, в результате чего

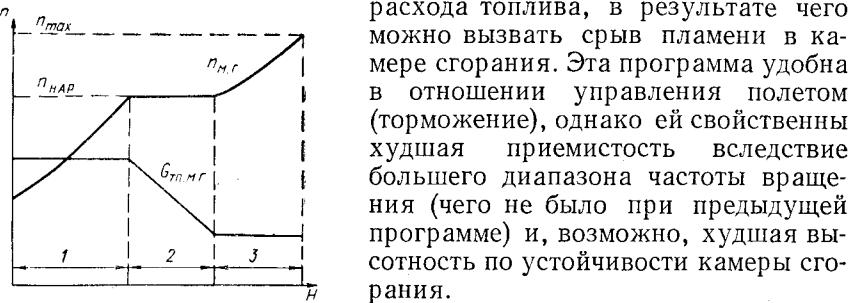


Рис. 2.18. Изменение частоты вращения на режиме малого газа ТРД по высоте полета при комбинированной программе регулирования:

1 — ограничение $G_{тп,н,г} = \text{const}$ дроссельным краном, стоящим на упоре малого газа; 2 — расход топлива регулируется центробежным регулятором оборотов, $n_{\text{н.г.}} = n_{\text{HAP}} = \text{const}$; 3 — ограничение $G_{тп,н,г} = \text{const}$ клапаном минимального давления подачи топлива; n_{HAP} — частота вращения начала автоматического регулирования

границы области срывных режимов камеры сгорания; 4 — механизация двигателя обеспечивала достаточный запас устойчивой работы компрессора.

На практике в ряде случаев применяют компромиссные программы между $n = \text{idem}$ и $G_{тп} = \text{idem}$ вместо более сложных программ, теряя при этом в какой-то степени удобство эксплуатации взамен более простой и надежной системы регулирования. Пример такой программы приведен на рис. 2.18.

2.4. ОБЛАСТЬ УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Область установившихся режимов работы авиационных ГТД характеризуется возможным диапазоном изменения в эксплуатации его основных приведенных параметров.

Рассмотрим наиболее простой пример — одновальный ТРД. Как следует из выражения (1.3), установившийся режим работы

такого двигателя определяется значениями приведенных параметров

$$\sigma_{\text{вх}}, (\bar{\Phi}_{\text{н.д}})_1, \dots, F_{\text{кр}}, F_{\text{с}}, G_{\text{тп0}}, g_{\text{отб}},$$

где $\sigma_{\text{вх}}$ определяется зависимостью $\sigma_{\text{вх}} = f(M_{\text{п}}, G_0)$.

Положим, что система автоматического регулирования обеспечивает перемещение геометрически регулируемых элементов (поворотных лопаток компрессора, створок реактивного сопла, клапанов перепуска, элементов воздухозаборника и др.) в зависимости от приведенных параметров, например, от n_0 или G_0^* . Тогда число определяющих параметров уменьшится до двух: $G_{\text{тп0}}$ и $M_{\text{п}}$. Определим ограничения, выделяющие область установившихся режимов.

Максимальный теплоподвод $G_{\text{тп0 max}}$ ограничивается условиями прочности вращающихся элементов, т. е. достижением максимальных физических значений параметров n_{max} и $T_{\text{г max}}$. Это ограничение может вводиться либо на всех скоростях и высотах полета, либо в виде определенной зависимости от $M_{\text{п}}$ (например, при так называемой раскрутке двигателя для получения более крутого нарастания тяги по скорости полета). В первом случае двигатель на максимальном режиме регулируется по закону

$$n_{\text{max}} = \text{const} (T_{\text{г max}}^* \approx \text{const}) \quad (2.3)$$

и приведенные значения параметров $n_{0 \text{ max}}$, $T_{\text{г 0 max}}^*$ уменьшаются при росте $\theta_{\text{вх}}^*$ (или $M_{\text{п}}$ при $H = \text{const}$). Во втором случае применяют так называемое комбинированное регулирование [11]: до некоторого значения $M_{\text{п}}$ двигатель регулируется по закону

$$n_{0 \text{ max}} = \text{const} (T_{\text{г 0 max}}^* = \text{const}),$$

причем с ростом $\theta_{\text{вх}}$ физические значения n_{max} и $T_{\text{г max}}$ растут. При $M_{\text{п}} > M_{\text{п}}$ двигатель регулируется по закону (2.3), который и будем далее рассматривать, как более простой.

Другой крайний предел определяется полным отсутствием теплоподвода, т. е. режимами авторотации. Как было показано в разд. 2.2, здесь определяющим параметром является число $M_{\text{п}}$.

Между этими пределами изменения $G_{\text{тп0}}$ осуществляется работа двигателя на пониженных, дроссельных, режимах. Если отвлечься от физических ограничений, связанных с процессом горения топлива в камере **, то можно рассматривать работу двигателя при любом малом значении $G_{\text{тп0}}$, вплоть до нуля. В этом случае авторотация может рассматриваться как крайняя точка дроссельной характеристики двигателя при данном $M_{\text{п}}$.

* Или эти элементы имеют фиксированное положение.

** Такие ограничения отсутствуют, например, в ядерных ВРД, где газ подогревается в теплообменниках.

Влияние числа M_n на режим работы турбокомпрессора двигателя проявляется до тех пор, пока рост полного давления на входе в двигатель не приведет к установлению критического режима запирания реактивного сопла, чemu соответствуют в двигателе с данным воздухозаборником определенные значения $M_{n,kr}$. Наибольшая величина $M_{n,kr}$ соответствует режиму с наименьшим повышением давления в турбокомпрессоре двигателя, т. е. режиму авторотации: $M_{n,kr max} = M_{n,kr a}$. У современных дви-

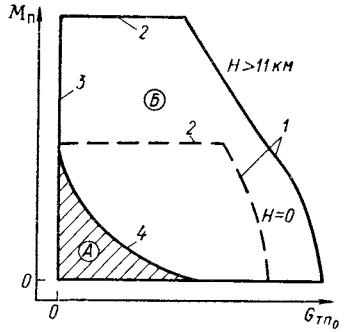


Рис. 2.19. Область изменения определяющих параметров G_{tp0} и M_n :

А — область влияния числа M_n ; Б — область автомодельности по числу M_n ; 1 — линии $G_{tp0} max$ (регулирование по закону $n_{max} = const$); 2 — максимальное число M полета самолета; 3 — авторотация; 4 — критические значения M_n

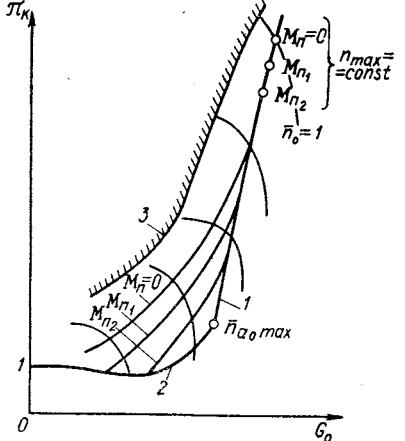


Рис. 2.20. Характеристика компрессора одновального ТРД:

1 — линии критических режимов; 2 — линии режимов авторотации; 3 — граница устойчивой работы; $M_{n2} > M_{n1} > 0$; $H = 0$

гателей с большими $\pi_{k max}$ и $T_{g max}$ на режимах, близких к максимальному, сверхкритические перепады в реактивном сопле достигаются уже на старте. Поэтому $M_{n,kr min} = 0$. Очевидно существует зависимость $M_{n,kr} = f(G_{tp0})$. Значения $M_{n,kr}$ ограничивают область влияния M_n как определяющего параметра на режим работы двигателя.

Область изменения определяющих параметров G_{tp0} и M_n показана на рис. 2.19*.

Рассмотрим теперь область изменения других приведенных параметров двигателя. На рис. 2.20 показана характеристика компрессора с нанесенными на нее линиями совместной работы компрессора и турбины на установившихся режимах при различных числах M полета. На рис. 2.21 и 2.22 аналогичные линии установившихся режимов представлены в координатах G_{tp0} =

* В практике могут встретиться дополнительные ограничения, которые сужают эту область и связаны, например, с прочностью и аэродинамикой самолета при некоторых режимах полета [17].

$= f(n_0)$ и $T_{g0}^* = f(n_0)$. Приведенные графики определяют область изменения наиболее важных параметров, характеризующих рабочий процесс двигателя: n_0 , π_k , T_{g0} , G_{tp0} , G_0 . Общая особенность приведенных характеристик заключается в расслоении линий установившихся режимов по параметру M_n в области пониженных режимов работы двигателя (при докритическом перепаде давления в реактивном сопле) и наличие единой линии критических режимов ($M_n \geq M_{kr}$), соединяющей точку максимального режима работы с точкой максимальной приведенной частоты

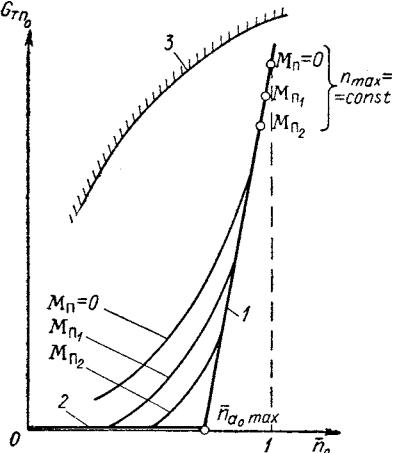


Рис. 2.21. Зависимость приведенного расхода топлива от приведенной частоты вращения ротора ТРД (обозначения по рис. 2.20)

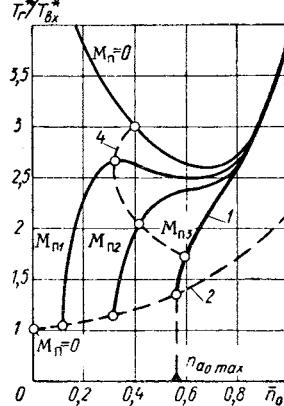


Рис. 2.22. Зависимость приведенной температуры газа перед турбиной от приведенной частоты вращения ротора ТРД (1—3 — обозначения по рис. 2.20); 4 — режимы малого газа

вращения при авторотации. Область возможного изменения параметров на всех графиках располагается между тремя линиями: линиями дроссельных режимов при $M_n = 0$ и при $M_n \geq M_{kr}$ и линией режимов авторотации. Характерна зависимость приведенной температуры газа перед турбиной от приведенной частоты вращения. В стартовых условиях зависимость $T_{g0}^* = f(n_0)$ имеет минимум, происхождение которого объясняется падением к. п. д. компрессора в области низких значений n_0 , вызывающим рост T_{g0}^* [11, 13]. При высоких скоростях полета зависимость $T_{g0}^* = f(n_0)$ становится монотонно убывающей при уменьшении n_0 , так как в области докритических режимов истечения в реактивном сопле относительный рост π_t вследствие скоростного напора увеличивает работу турбины, что с избытком компенсирует падение к. п. д. компрессора. Если принять допущение о пропорциональности работы компрессора квадрату физической частоты вращения на линии критических режимов (см. подразд. 3.1.3),

то уравнение этой линии на графике $T_{\text{г,0}}^* = f(n_0)$ выразится параболой

$$T_{\text{г,0}}^* = a n_0^2.$$

При принятых условиях рассмотрения одновального ТРД справедливы общие зависимости (1.21) и (1.22) или (1.23), связывающие параметры двигателя на установившихся и неустановившихся режимах. Отсюда следует, что любому сочетанию двух приведенных параметров соответствует конкретное сочетание

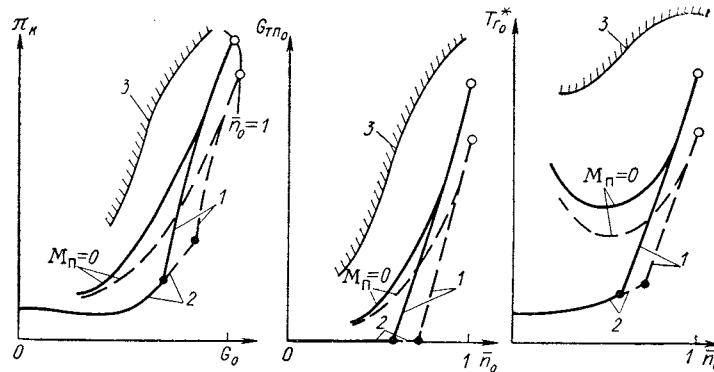


Рис. 2.23. Смещение линий установившихся режимов при изменении площади критического сечения реактивного сопла:

1 — критические режимы; 2 — режимы авторотации; 3 — граница устойчивой работы
 $\overline{F_{\text{кр1}}} \quad \overline{F_{\text{кр2}}} \quad \overline{F_{\text{кр1}} < F_{\text{кр2}}}$
 $\text{---} - n_{\text{max}} \quad \text{---} - n_{a0 \text{ max}}$

любых двух приведенных параметров двигателя. Это позволяет, например, границу устойчивой работы компрессора на его характеристике, построенной в координатах $\pi_k = f(G_0)$, (см. рис. 2.20) перенести в координаты $G_{\text{тп,0}} = f(\bar{n}_0)$, $T_{\text{г,0}}^* = f(\bar{n}_0)$ и т. п. (см. рис. 2.21, 2.23). Точкам на этой границе соответствуют неустановившиеся режимы работы ТРД, кроме точек возможного пересечения границы устойчивой работы с линиями установившихся режимов. Область изменения параметров, лежащая между границей устойчивой работы и линией установившихся режимов при соответствующем числе M_n , определяет возможные неустановившиеся режимы, связанные с увеличением частоты вращения, $n_0 > 0$ (приемистость, запуск на старте и в полете).

Приведенные на рис. 2.20, 2.21, 2.22 линии изменения параметров на установившихся режимах были рассчитаны при постоянной площади критического сечения сопла. При увеличении площади сопла область изменения приведенных параметров ТРД смещается, как качественно показано на рис. 2.23.

Величина зоны расслоения линий установившихся режимов зависит от расчетных параметров термодинамического цикла на максимальном режиме. В ТРД с высоким $\pi_{\text{k,расч}}$ и соответственно

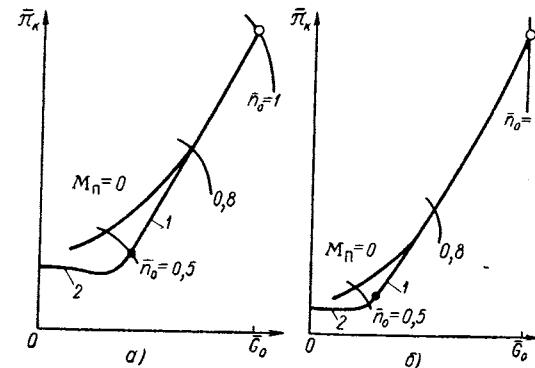


Рис. 2.24. Линии установившихся режимов на характеристиках компрессоров с разными $\pi_{\text{k,расч}}$:
 а — $\pi_{\text{k,расч}} = 6$; б — $\pi_{\text{k,расч}} = 12$; 1 — критические режимы; 2 — режимы авторотации; $\text{---} - n_{\text{max}}$; $\text{---} - n_{a0 \text{ max}}$

большим $T_{\text{г,расч}}^*$ докритический перепад в реактивном сопле устанавливается на относительно более низком режиме работы, и зона, в которой линии установившихся режимов расслаиваются, сокращается (рис. 2.24). В двухконтурных двигателях, несмотря на высокие $\pi_{\text{k,расч}}$, зона расслоения характеристик по параметру M_n , наоборот, расширяется, так как отбор мощности турбины на сжатие воздуха в вентиляторном контуре снижает давление и π_{c1} в реактивном сопле внутреннего контура. В ТРДД с большой степенью двухконтурности (а также в ТВД) перепад в реактивном сопле даже на максимальном режиме на старте не достигает критического значения.

Рассмотрим особенности изменения параметров двухвального ТРД на установившихся режимах. Как известно из теории двигателей [11, 13] дросселирование двухвального двигателя даже в случае сверхкритического перепада в реактивном сопле приводит к увеличению скольжения роторов, так как частота вращения ротора низ-

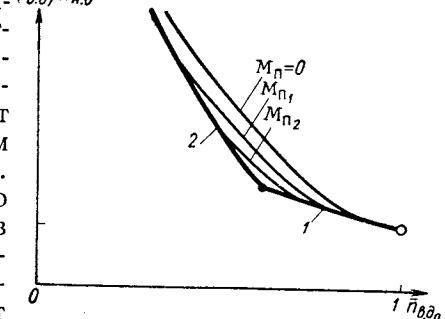


Рис. 2.25. Скольжение роторов двухвального ТРД на установившихся режимах:

1 — критические режимы ($\pi_c > \pi_{\text{крит}}$);
 2 — режимы авторотации;
 $\text{---} - (n_{\text{в, до}})_{\text{max}}$; $\text{---} - (n_{\text{в, д, ао}})_{\text{max}}$

кого давления (РНД) уменьшается быстрее, чем ротора высокого давления (РВД). Возникновение докритического режима истечения при дальнейшем дросселировании в первую очередь вызывает уменьшение $\pi_{t,h}$ в турбине низкого давления и приводит к еще более быстрому снижению частоты вращения РНД, в то время как $\pi_{t,v}$ в турбине высокого давления на некотором участке дросселирования сохраняется постоянным, а затем также начинает снижаться. Поэтому увеличение M_n при π_c , меньших критического его значения π_{krit} , приводит к относи-

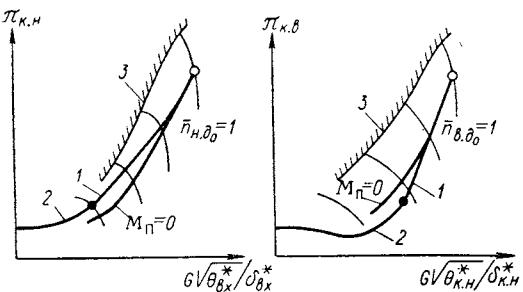


Рис. 2.26. Линии установившихся режимов на характеристиках компрессоров двухвального ТРД (обозначения по рис. 2.20):

○ — n_{max} ; ● — $n_{ao\ max}$

тельной подкрутке ротора низкого давления, т. е. к уменьшению скольжения (рис. 2.25). Расположение линий дроссельных установившихся режимов на характеристиках компрессоров низкого и высокого давления существенно различное. На характеристике КНД линия $M_n = 0$ лежит ниже линий режимов запирания реактивного сопла, а на характеристике КВД расположение этих линий такое же, как на характеристике компрессора одновального ТРД, однако расслоение кривых $M_n = 0$ и $M_{n,kp}$ начинается при относительно более низкой частоте вращения, чем в КНД (рис. 2.26). Такое отличие объясняется известными особенностями реагирования режима работы каскадов компрессора двухвального ТРД на внешние воздействия, например, на изменение площади реактивного сопла [11, 13]. Поведение двигателя при уменьшении F_{kp} и увеличении M_n (т. е. давления на входе в двигатель) при $n_{v,d0} = \text{const}$ в области $\pi_c < \pi_{krit}$ во многом аналогично.

Характер зависимостей $G_{tp0} = f'(n_{v,d0})$ и $T_{g0}^* = f''(n_{v,d0})$ принципиально не изменяется по сравнению с одновальным ТРД (см. рис. 2.22 и 2.21).

Глава III

РАЗГОН И СБРОС ОБОРОТОВ ОДНОВАЛЬНОГО ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

3.1. УПРОЩЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ РАЗГОНА И СБРОСА ОБОРОТОВ ТРД

3.1.1. Изменение параметров ТРД при разгоне и сбросе оборотов

Уравнение движения ротора турбoreактивного двигателя запишем в виде

$$M_t - M_k - M_{tp} = I_z \frac{d\omega}{dt}. \quad (3.1)$$

На установившемся режиме крутящий момент, развиваемый турбиной, M_t равен моменту на валу компрессора M_k и моменту, требуемому для преодоления трения в подшипниках и для вращения агрегатов, M_{tp} . При этом угловая скорость вращения ротора постоянна ($d\omega/dt = 0$). Переходя к мощностям, получим

$$N_t - N_k - N_{tp} = I_z \omega \frac{d\omega}{dt}.$$

Мощность N_{tp} обычно учитывается механическим коэффициентом η_m . Заменяя угловую скорость частотой вращения, выражаемой числом оборотов в секунду ($\omega = 2\pi n$), получим

$$\frac{dn}{dt} = \frac{1}{4\pi^2 I_z} \frac{\Delta N_t}{\eta_m}, \quad (3.2)$$

где $\Delta N_t = N_t - \frac{N_k}{\eta_m}$ — избыточная мощность турбины.

При $\Delta N_t > 0$ происходит разгон двигателя, при $\Delta N_t < 0$ — сброс оборотов.

Время перехода с одной частоты вращения на другую (время разгона или сброса оборотов) может быть найдено интегрированием уравнения (3.2):

$$t_{1-2} = 4\pi^2 I_z \int_{n_1}^{n_2} \frac{n}{\Delta N_t} dn. \quad (3.3)$$

Отнеся величины частоты вращения и избыточной мощности к частоте вращения и мощности турбины на максимальном установившемся режиме, выражение (3.3) запишем в виде

$$t_{1-2} = K_t \int_{\bar{n}_1}^{\bar{n}_2} \frac{\bar{n} d\bar{n}}{\Delta N_t}, \quad (3.4)$$

где $K_t = 4\pi^2 I_z \frac{n_{\max}^2}{N_{t \max}}$ — постоянный для данного двигателя коэффициент динамичности, который детально рассматривается ниже;

$$\Delta N_t = \frac{N_t}{N_{t \max}}; \quad \bar{n} = \frac{n}{n_{\max}}.$$

Чтобы вычислить интеграл в правой части уравнений (3.3), (3.4), нужно знать, как изменяется избыточная мощность турбины в зависимости от частоты вращения.

Если известно изменение ΔN_t в зависимости от частоты вращения, то, положив в уравнении (3.3) верхний предел переменным, получим зависимость времени разгона (броса) от конечного числа оборотов $t = f(n)$ при данном начальном числе оборотов n_1 . Изменение частоты вращения ротора двигателя по времени при разгоне или сбросе оборотов $n = f(t)$ может быть найдено численным или графическим интегрированием выражения (3.3).

Избыточная мощность турбины при разгоне определяется уравнением:

$$\Delta N_t = G \Delta L_t = G \left[(1 + q_t - g_{\text{отб}}) L_t - \frac{L_k}{\eta_m} \right], \quad (3.5)$$

где ΔL_t — избыточная удельная работа турбины;

$$L_t = \frac{R_g T_r^*}{\pi_r} \left(1 - \frac{1}{\pi_r} \right) \eta_t;$$

$$L_k = \frac{R T_{\text{вх}}^*}{\kappa} (\pi_k^* - 1) \frac{1}{\eta_k};$$

$g_{\text{отб}}$ — доля отбираемого за компрессором воздуха (на охлаждение, для предотвращения помпажа и т. д.);

$$\kappa = \frac{k-1}{k}.$$

Избыточная мощность на валу двигателя при неизменной площади реактивного сопла появляется тогда, когда температура газов перед турбиной повышается по сравнению с ее значением на установившемся режиме при той же частоте вращения, что достигается увеличением подачи топлива в двигатель. Изменение температуры газов перед турбиной изменяет положение линии

совместной работы компрессора и турбины на характеристике компрессора. При увеличении T_r^* (разгон) линия совместной работы сдвигается влево и вверх, а при уменьшении T_r^* (брос) — вправо и вниз от линии установившихся режимов (рис. 3.1). Пределом увеличения температуры газов при разгоне может быть приближение к границе неустойчивой работы компрессора

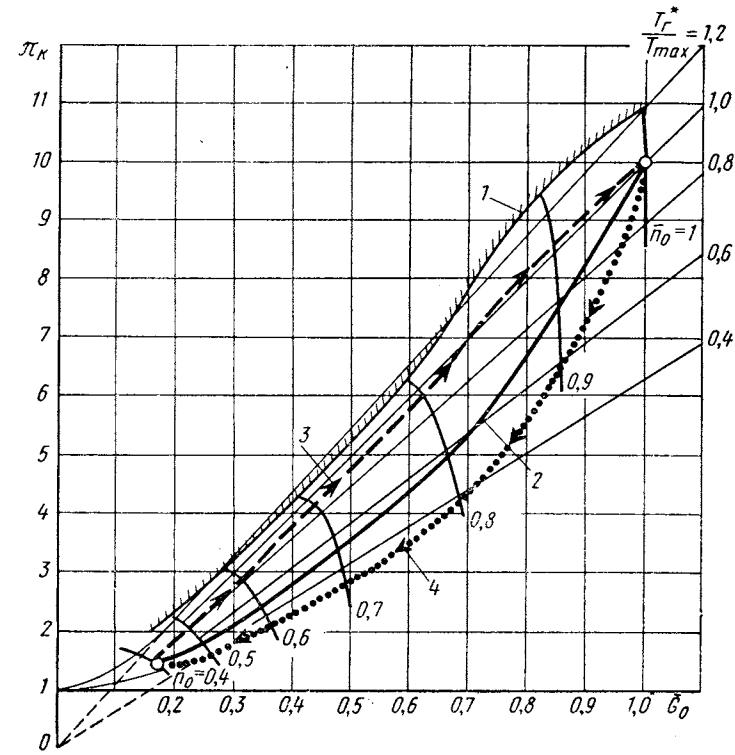


Рис. 3.1. Режимы совместной работы регулируемого компрессора и турбины на установившихся и переходных режимах ($H = 0$, $M_{\text{пп}} = 0$):

1 — граница устойчивой работы компрессора; 2 — линия установившихся режимов; 3 — режимы работы при разгоне; 4 — режимы работы при сбросе оборотов

или чрезмерное превышение максимальной расчетной температуры газов в двигателе, влияющее на прочность и ресурс турбины. Учитывая, что время разгона относительно мало и что часть этого времени двигатель работает при пониженных окружных скоростях и пониженных напряжениях от центробежных сил, можно допустить кратковременное превышение T_{rmax}^* .

Обычно при малых и умеренных частотах вращения возможность увеличения T_r^* при разгоне лимитируется границей

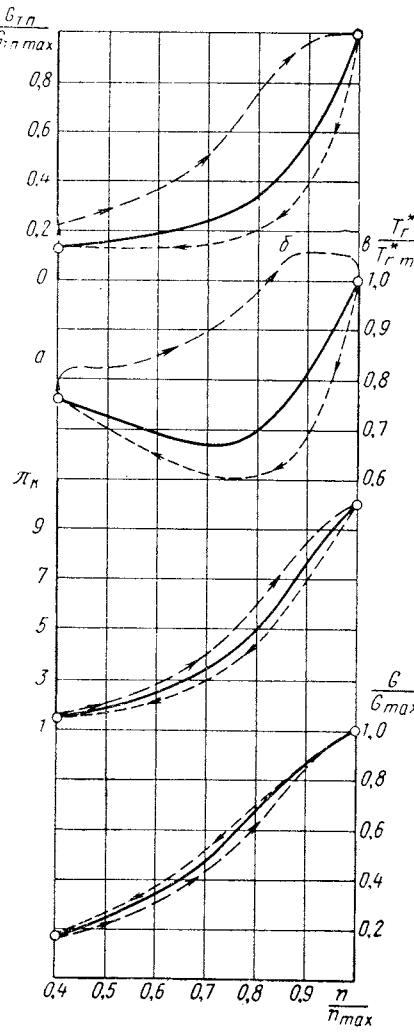


Рис. 3.2. Относительное изменение параметров ТРД с осевым компрессором на установленных и неустановившихся режимах ($H = 0$, $M_{\infty} = 0$):

— установленные режимы;
 - - - неустановившиеся режимы;
 a-b — увеличение $G_{1,0}$ и T_g^* ограничивается срывом в компрессоре; б-в — ограничение предельно допустимой T_g^*

зона изменения частот вращения от режима малого газа до максимального, а также характеристику турбины. Если предположить, что поворот лопаток направляющих аппаратов в ре-

сыва компрессора, а при высоких — максимально допустимой величиной (T_g^*)_{пред.}

Пределом скорости уменьшения T_g^* при сбросе оборотов может быть срыв пламени в камере сгорания при сильном обеднении топливовоздушной смеси, а также чрезмерные термические напряжения в горячих деталях при быстром охлаждении. В земных условиях опасность срыва пламени менее вероятна, чем при полете с малой скоростью на большой высоте (бедный срыв). В этих условиях возможен также срыв пламени и при разгоне вследствие сильного обогащения топливовоздушной смеси в камере сгорания (богатый срыв).

В результате изменения температуры газов и режима совместной работы компрессора и турбины на неустановившихся режимах расход воздуха и степень повышения давления в компрессоре при каждой частоте вращения отличаются от значений этих параметров на установленных режимах. При разгоне π_k — выше, а G — ниже, чем на установленных режимах. При сбросе оборотов — картина обратная (рис. 3.2).

3.1.2. Расчет процесса разгона ТРД по характеристикам элементов

Для расчета разгона необходимо иметь характеристику компрессора в диапазоне изменения частот вращения от режима малого газа до максимального, а также характеристику турбины. Если предположить, что поворот лопаток направляющих аппаратов в ре-

гулируемом компрессоре производится без запаздывания по единому для всех случаев разгона закону (например, в функции от приведенной частоты вращения ротора), то характеристики регулируемого и нерегулируемого компрессора будут представлены в одной форме — в координатах $\pi_k - G_0$ с параметром n_0 (см. рис. 3.1). В расчете можно использовать приближенную характеристику турбины, представляющую собой единую зависимость приведенных значений расхода газа, к. п. д. и работы турбины только от степени понижения давления в ней, инвариантную по отношению к параметру $n_{r,0} = \frac{n}{V \theta_g^*}$ (рис. 3.3).

В этом случае возможна некоторая погрешность в расчете при докритических режимах работы турбины, связанная с неоднозначностью сочетаний π_t и $n_{r,0}$ на установленных и неустановившихся режимах. Однако приведенная частота вращения сравнительно мало влияет на расход газа и удельную работу турбины, так что на характеристике турбины взяты средние значения этих параметров при данном π_t . Приведенный расход газа через турбину $G_{r,0} = \frac{G_r V \theta_g^*}{\delta_r}$ при

больших π_t — величина при-

мерно постоянная, так как в этой области в первом сопловом аппарате турбины устанавливается перепад давления, близкий к критическому.

Характеристика сети. Сеть, создающая сопротивление на выходе из компрессора ТРД, представляет собой систему последовательно расположенных тракта турбины и реактивного сопла, которая однозначно определяется заданной характеристикой турбины и площадью критического сечения реактивного сопла (в целях упрощения в дальнейшем рассматриваем сужающееся сопло). В общем случае (на неустановившихся режимах) удобно характеризовать сеть двумя зависимостями:

$$G_{r,0}, \pi_t = f(\pi_{\Sigma}) \text{ при } F_{kp} = \text{const}; \quad (3.6)$$

$$\pi_k = f(G_0) \text{ при } T_{r,0}^* = \text{const}. \quad (3.7)$$

Первая из этих зависимостей, т. е. приведенный расход газа и степень понижения давления в турбине в функции суммарной

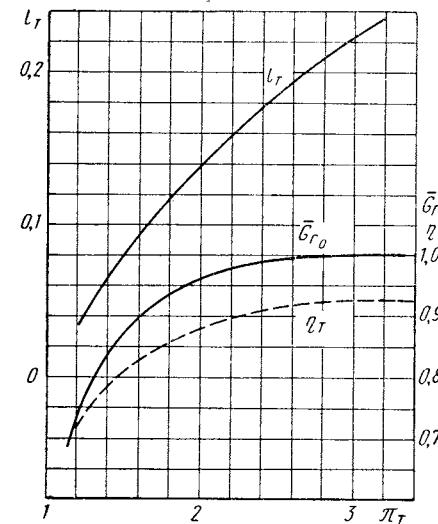


Рис. 3.3. Приближенная характеристика двухступенчатой турбины
 $l_r = L_t / (R_t T_g^* / \pi_t)$

степени повышения давления в двигателе, практически однозначна для данной площади сопла и не зависит от величин n_0 и T_{r0}^* в двигателе. Вторая зависимость представляет собой сетку линий постоянных приведенных температур газа перед турбиной на поле характеристики компрессора.

Зависимость (3.6) может быть получена из уравнения равенства расходов газа через турбину и реактивное сопло. Учитывая, что воздух, охлаждающий турбину, увеличивает массовый расход газа в сопле по сравнению с расходом газа в турбине G_r , получим

$$\frac{G_r \sqrt{T_r^*}}{p_r^*} = \frac{m_{kp} \sigma_c}{1 + g_{ohl}} \frac{p_r^*}{p_r} \sqrt{\frac{T_r^*}{T_r}} F_{kp} q(\lambda_{kp}),$$

откуда

$$G_r \pi_r \sqrt{1 - l_t} = \frac{m_{kp} \sigma_c}{1 + g_{ohl}} \frac{p_{H0}}{\sqrt{T_{H0}}} F_{kp} q(\lambda_{kp}), \quad (3.8)$$

где $l_t = L_t / (RT_r^*/\kappa_r)$ — безразмерная удельная работа расширения в турбине.

Левая часть этого уравнения есть функция только π_r [с учетом характеристики турбины: G_{r0} , $l_t = f(\pi_r)$]. В правой части при докритическом режиме истечения из сопла

$$q(\lambda_{kp}) = f(\pi_c)_{\text{расп}}, \text{ а } (\pi_c)_{\text{расп}} = \pi_\Sigma / \pi_r.$$

При $(\pi_c)_{\text{расп}} > \pi_{kp} q(\lambda_{kp}) = 1$ и правая часть в уравнении (3.8) есть постоянная величина. При этом все параметры турбины G_{r0} , π_r , l_t сохраняют свою величину независимо от режима работы двигателя и величины π_Σ . На рис. 3.4 показана зависимость (3.6), построенная по уравнению (3.8) и характеристике турбины (см. рис. 3.3) для ТРД с $\pi_{kp, \text{расп}} = 13$, $T_{r, \text{расп}}^* = 1400$ К при номинальном значении площади реактивного сопла и при увеличенном на 25 %. Как видно, при увеличении π_Σ от единицы * увеличивается π_r и l_t . При дальнейшем увеличении наступает критический режим истечения в реактивном сопле и величина π_r достигает максимума ($\pi_r \geq 5,75$). При увеличении площади реактивного сопла величина π_r увеличивается, первый сопловой аппарат турбины запирается при более низком, а реактивное сопло — при более высоком значении π_r .

При наличии характеристики совместной работы турбины и реактивного сопла (см. рис. 3.4) легко строится характеристика

сети компрессора в системе ТРД в координатах $\pi_k - G_0$ (3.7) по уравнению

$$\pi_k = \frac{1 + q_{tp} - g_{otb}}{\sigma_r} \sqrt{\frac{T_{r0}^*}{T_{H0}}} \frac{G_0}{G_{r0}}. \quad (3.9)$$

С точностью до изменения q_{tp} при запертом первом сопловом аппарате турбины ($\lambda_{c,a} \geq 1$, $G_{r0} = \text{const}$) линии $T_{r0}^* = \text{const}$ на поле

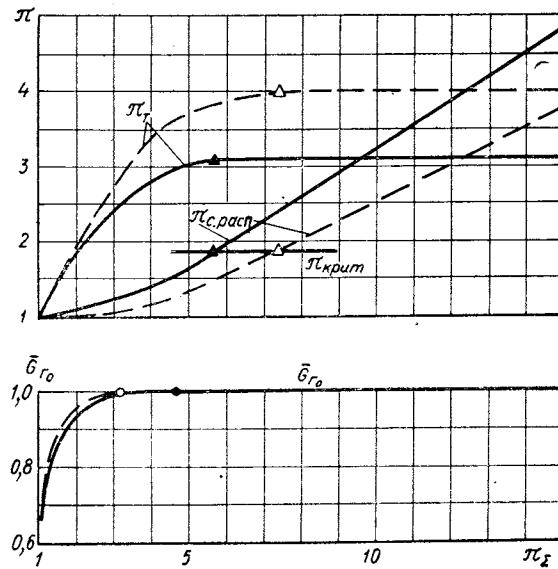


Рис. 3.4. Характеристика совместной работы турбины и реактивного сопла ТРД с $\pi_{kp, \text{расп}} = 13$ и $T_{r, \text{расп}}^* = 1400$ К:

$$-\frac{F_{kp}}{G_{r0 \text{ max}}} = 0,012 \frac{\text{м}^2 \text{с}}{\text{кг}}; \quad -\frac{F_{kp}}{G_{r0 \text{ max}}} = 0,015 \frac{\text{м}^2 \text{с}}{\text{кг}}$$

характеристики компрессора будут прямыми, сходящимися в точке $\pi_k = 0$, $G_{r0} = 0$. Лишь в области низких π_k в соответствии с характеристикой системы турбина — сопло линии $T_{r0}^* = \text{const}$ искривляются, так как уменьшается G_{r0} . В рассматриваемом ТРД с номинальным соплом при $M_n = 0$ практически заметное искривление линий $T_{r0}^* = \text{const}$ наблюдается при $\pi_k < 3$ (рис. 3.5). В полете из-за роста π_Σ за счет π_V это значение π_k будет снижаться, и при $\pi_V \approx 3$ ($M_n \approx 1,4$) линии $T_{r0}^* = \text{const}$ останутся практически прямыми вплоть до $\pi_k = 1$ (точнее, до режимов авторотации, см. разд. 2.2).

Следует отметить, что сетка линий $T_{r0}^* = \text{const}$ на характеристике компрессора не смещается при изменении скорости

* Величина π_Σ может увеличиваться либо из-за роста π_k компрессора, либо при увеличении π_V в воздухозаборнике, т. е. при росте числа M_n .

полета или площади критического сечения реактивного сопла, за исключением указанной узкой области низких значений π_k , где $G_{r0} \neq \text{const}$.

В частном случае установившихся режимов условие равенства работ компрессора и турбины выделяет на рассмотренной характеристике сети одну линию (см. рис. 3.1), определенную уравнением

$$G_0 = \frac{\sigma_r}{1 + q_{tp} - g_{otb}} \sqrt{\frac{R_{kT}}{R_k}} l_t G_{r0} \frac{\frac{\pi_k}{\pi_k^* - 1}}{\eta_k}. \quad (3.10)$$

Так как величина безразмерной удельной работы турбины $l_t = f(\pi_t)$ увеличивается при увеличении площади критического

сечения реактивного сопла, а при $\pi_c < \pi_{k\text{крит}}$ величина l_t увеличивается и при росте скорости полета линия установившихся режимов на характеристике компрессора смещается в сторону больших G_0 и меньших T_{r0}^* при увеличении F_{kp} и M_p (см. рис. 2.23).

Расчет процесса разгона. При рассчитанной характеристике сети (см. рис. 3.4, 3.5) и известной линии установившихся режимов (3.10) для заданного числа M полета расчет проводится в следующем порядке.

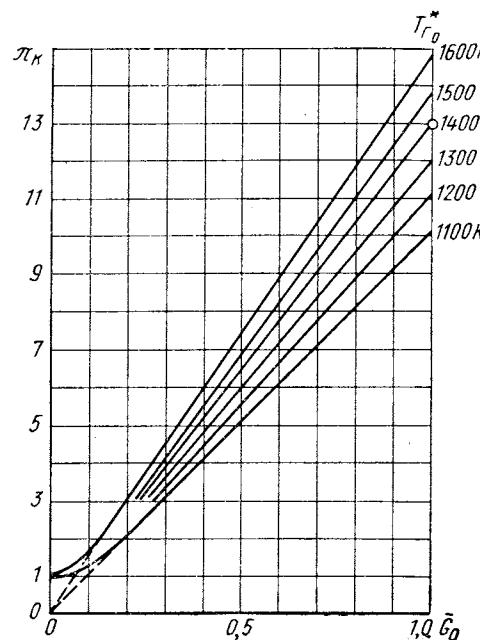
1. На характеристику компрессора наносится линия совместных режимов работы компрессора и турбины при максимально быстром разгоне. Для этого в области высоких ча-

Рис. 3.5. Характеристика сети компрессора в системе ТРД:

— $M_p = 0$; — $M_p > M_{p,a,kp}$ ($\lambda_{c,a} \geq 1$)

стот вращения указанным выше способом (3.9) проводят линию постоянной приведенной температуры $T_{r0}^* = T_{r,pred}/\theta_r^*$, где $T_{r,pred} = T_{r,max}^* + \Delta T_r$ — кратковременно допустимая температура газов перед турбиной при разгоне (подробнее см. подразд. 3.4.2).

При пониженных частотах вращения, когда режимы разгона обычно ограничиваются не температурой газов, а устойчивостью



компрессора, линию режимов разгона ведут вдоль границы срыва, выдерживая необходимый запас устойчивости:

$$\Delta K_y = \frac{(\pi_k/G_0)_{\text{гр}}}{(\pi_k/G_0)_p} - 1 \approx 0,05 \div 0,07.$$

(Здесь в числителе даны параметры на границе срыва, а в знаменателе — на линии режимов разгона при одинаковых приведенных частотах вращения n_0).

Линия режимов разгона может быть задана исходя из других соображений, например, — на основе закона изменения параметров, осуществляющего системой автоматического регулирования. В этом случае описываемый порядок расчета разгона может измениться, но основные принципы его сохраняются.

2. В области, где повышение температуры газа ограничивается возможностью помпажа компрессора, необходимо определить допустимые значения T_{r0}^* при разгоне, исходя из полученных ранее значений π_k и G_0 , обеспечивающих необходимый запас устойчивости. Для этого можно использовать зависимость (3.9), в которой G_0 определяется как функция π_Σ (см. рис. 3.4), а величины q_{tp} , σ_r , g_{otb} определяются последовательными приближениями или задаются приближенно по аналогии с установившимися режимами.

3. Теперь, когда известна T_{r0}^* вдоль всей линии разгона на характеристике компрессора, можно для каждой точки этой линии (π_k, G_0, n_0) определить удельную работу турбины. Величина l_t определяется по характеристике турбины для данного $\pi_t = f(\pi_\Sigma)$ (см. рис. 3.3 и 3.4), а ее избыточная мощность ΔN_t — по уравнению (3.5).

Примерное изменение избыточной мощности турбины ТРД с осевым компрессором при $H = 0$ и $M_p = 0$, отнесенной к ее мощности на максимальном установившемся режиме, показано на рис. 3.6. Изменение других параметров этого двигателя при разгоне и на установившихся режимах было показано ранее, на рис. 3.1 и 3.2.

При малых частотах вращения $\Delta \bar{N}_t = \Delta N_t / N_{t,\text{max}}$ мало из-за небольших значений расхода воздуха и степени повышения давления в двигателе, а также из-за противопомпажных ограничений повышения температуры газов. При средних частотах вращения $\Delta \bar{N}_t$ заметно увеличивается, так как растут G , π_k и T_{r0}^* . При больших частотах вращения избыточная мощность турбины снова уменьшается из-за приближения температуры газов при разгоне к значениям T_{r0}^* на установившихся режимах.

4. Время разгона двигателя t_p при известном моменте инерции ротора I_z может быть определено графически как площадь под кривой

$$\frac{dt}{dn} = 4\pi^2 n_{\text{max}}^2 I_z \frac{\bar{n}}{\Delta N_t} = f(\bar{n}),$$

изображающей зависимость подынтегральной величины в уравнении (3.3) от относительной частоты вращения (рис. 3.6). Так же может быть найдено время разгона до любой промежуточной частоты вращения. В результате определяют кривую изменения частоты вращения ротора двигателя по времени при разгоне (рис. 3.7).

5. По известному изменению параметров двигателя при разгоне может быть последовательно для всех моментов времени определено изменение его тяги и расхода топлива, потребного для осуществления такого разгона.

В частности, изменение тяги при разгоне в стартовых условиях ($V_n = 0$) может быть определено без расчетов — упрощен-

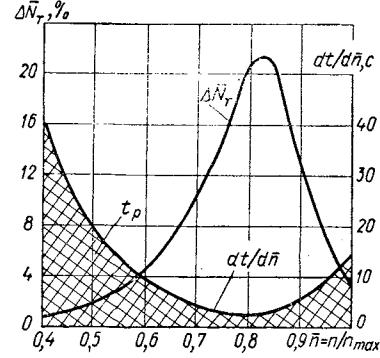


Рис. 3.6. Изменение избыточной мощности турбины ТРД при разгоне и графическое определение времени разгона

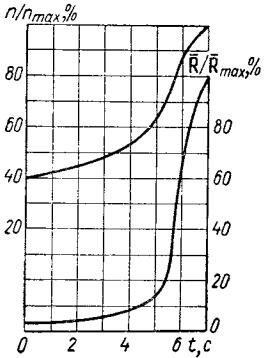


Рис. 3.7. Относительное изменение частоты вращения и тяги по времени при разгоне ТРД с осевым компрессором в стартовых условиях

ным путем. Как следует из уравнения (1.6), при $V_n = 0$, $\sigma_{\text{вх}} = 1$

$$R_0 = p_{H_0} F_c [f(\lambda_c) \pi_{c, \text{расп}} \sigma_c - 1], \quad (3.11)$$

т. е. величина тяги определяется только располагаемой степенью понижения давления в сопле $\pi_{c, \text{расп}}$, так как приведенная скорость на срезе сопла λ_c либо постоянна при перепадах давления, превышающих расчетный перепад давления сопла, либо также является функцией располагаемого перепада. Поскольку, как мы видели на рис. 3.4, существует однозначная зависимость $\pi_{c, \text{расп}} = f(\pi_\Sigma)$, справедливая как на установившихся, так и на неустановившихся режимах, тяга двигателя при $V_n = 0$ зависит только от степени повышения давления в компрессоре, и при одинаковом π_k тяга на установившемся режиме и при разгоне будет одинакова. Следовательно, для определения зависимости тяги двигателя от времени при разгоне $R = f(t)$ при известной кривой разгона $n = f(t)$ нужно иметь зависимость $R = f(\pi_k)$

на установившихся режимах и связь π_k с частотой вращения при разгоне.

Характерная особенность протекания кривой разгона ТРД заключается в медленном ускорении вращения в начале и конце и быстром ускорении в середине времени разгона, что связано с отмеченным выше характером изменения избыточной мощности турбины. Малое значение ΔN_t при низких частотах вращения и относительно большие моменты инерции роторов приводят к тому, что ТРД обладают сравнительно большим временем разгона. Особенно неблагоприятно изменяется при разгоне тяга ТРД (см. рис. 3.7). Большую часть времени разгона тяга изменяется незначительно и лишь в конце быстро нарастает до максимальной величины. Такое протекание тяги ТРД при разгоне отрицательно сказывается на маневренности самолета.

В отличие от стартовых условий в полете тяга ТРД во время разгона не равна тяге на установившихся режимах при $\pi_k = \text{idem}$. Выражение тяги в полете из формулы (1.6) может быть получено в виде

$$R_0 = \frac{R}{\delta_H} = p_{H_0} F_c [f(\lambda_c) \pi_{c, \text{расп}} \sigma_c - 1] - \sqrt{\frac{2kRT_{H_0}}{k+1}} \pi_V G_0 \lambda_n. \quad (3.12)$$

Поскольку расход воздуха через двигатель при разгоне меньше, уменьшается и количество движения на входе в двигатель (вычитаемое в правой части), в то время как импульс потока, выходящего из двигателя, при $\pi_k = \text{idem}$ не изменяется. В результате тяга ТРД при разгоне в полете несколько выше тяги на соответствующих установившихся режимах при одинаковых π_k и M_n .

Расчет процесса сброса оборотов. Он принципиально не отличается от расчета разгона ТРД и может быть произведен с помощью тех же уравнений. Характеры изменения частоты вращения при сбросе оборотов и разгоне противоположны: вначале частота вращения при сбросе быстро уменьшается, а затем это уменьшение замедляется (рис. 3.8). Это связано с тем, что изменения абсолютных значений ΔN_t в области больших и малых частот вращения при сбросе и разгоне аналогичны: при больших n ускорения велики (положительное при разгоне и отрицательное при сбросе), а при малых n — малы.

3.1.3. Методы приближенного расчета переходных процессов ТРД

Метод сравнения режимов при $\pi_k = \text{idem}$. Рассмотрим упрощенный метод оценки избыточной мощности турбины при разгоне ТРД, основанный на сравнении установившихся и неустановив-

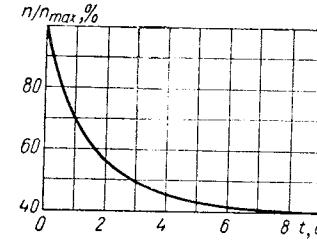


Рис. 3.8. Характер изменения частоты вращения ротора ТРД при сбросе оборотов

шихся режимов при одинаковом π_k и в одинаковых условиях полета.

Для расчета разгона по этому способу должны быть известны зависимость расхода воздуха, удельной работы компрессора (или мощности турбины) и температуры газов перед турбиной от степени повышения давления в компрессоре на установившихся режимах в заданных условиях полета (рис. 3.9), а также напорная характеристика компрессора, т. е. зависимость π_k от приведенного расхода воздуха при $n_0 = \text{const}$ без сетки к. п. д. (рис. 3.10).

Приближенный расчет разгона, применимый к случаю, когда площадь реактивного сопла на установившихся режимах и при разгоне не изменяется, сводится к следующим положениям.

1. Сравнивая точки на линиях установившихся режимов и разгона при $\pi_k = \text{idem}$ (точки «у» и «р» на рис. 3.10), мы можем связать температуры газа в этих простой зависимостью

$$\frac{T_{\text{г. р}}^*}{T_{\text{г. у}}^*} \approx \left(\frac{G_y}{G_p} \right)^2. \quad (3.13)$$

Справедливость этой зависимости следует из равенства (3.9), так как приведенный расход газа через турбину $G_{\text{г. 0}}$ при $\pi_k = \text{idem}$

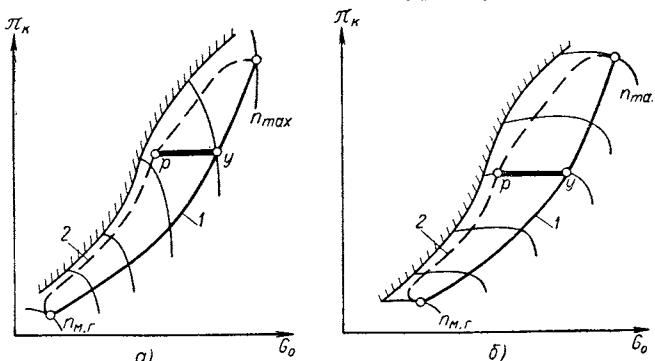


Рис. 3.10. Напорные характеристики компрессоров:

а — осевой компрессор с высоким π_k ; б — центробежный компрессор или осевой компрессор с низким π_k ; 1 — линия установившихся режимов ($V_{\text{п}} = \text{const}$); 2 — линия режимов разгона

(т. е. при $\pi_t = \text{idem}$) практически не изменяется, а изменением малых величин $q_{\text{тп}}$, $g_{\text{отб}}$ и коэффициента σ_r можно пренебречь.

Обратная пропорциональность температуры газов квадрату расхода по формуле (3.13) позволяет либо построить линию предельно допустимой температуры при разгоне $T_{\text{г. пред}}^*$, либо определить температуру газа на линии, проходящей вдоль границы срыва. В обоих случаях становятся известными $T_{\text{г. р}}^*$ и G_p вдоль всей линии разгона на характеристике компрессора как функции π_k .

2. Полагаем приближенно, что при $\pi_k = \text{idem}$ $\eta_{\text{т. р}} \approx \eta_{\text{т. у}}$ и $\eta_{\text{к. р}} \approx \eta_{\text{к. у}}$, а также $\pi_t \approx \text{idem}$. Тогда, пренебрегая относительным расходом топлива, с учетом выражения (3.13) и очевидных соотношений $L_{\text{т. у}} = L_{\text{к. у}}/\eta_m$, $L_{\text{т. р}} \approx L_{\text{т. у}}(T_{\text{г. р}}^*/T_{\text{г. у}}^*)$; $L_{\text{к. р}} \approx L_{\text{к. у}}$ получим простые выражения для избыточной мощности турбины при разгоне при данном π_k :

$$\Delta N_t = G_p (L_{\text{т. р}} - L_{\text{к. р}}/\eta_m) = \\ = G_y \sqrt{\frac{T_{\text{г. у}}^*}{T_{\text{г. р}}^*}} \left(\frac{T_{\text{г. р}}^*}{T_{\text{г. у}}^*} L_{\text{т. у}} - \frac{L_{\text{к. у}}}{\eta_m} \right),$$

или

$$\Delta N_t = G_y \frac{L_{\text{к. у}}}{\eta_m} \left(\sqrt{\frac{T_{\text{г. р}}^*}{T_{\text{г. у}}^*}} - \sqrt{\frac{T_{\text{г. у}}^*}{T_{\text{г. р}}^*}} \right). \quad (3.14)$$

Отсюда

$$\frac{\Delta N_t}{N_{\text{т. у}}} = \sqrt{\frac{T_{\text{г. р}}^*}{T_{\text{г. у}}^*}} - \sqrt{\frac{T_{\text{г. у}}^*}{T_{\text{г. р}}^*}}, \quad (3.15)$$

или с учетом выражения (3.13)

$$\frac{\Delta N_t}{N_{\text{т. у}}} = \frac{G_y}{G_p} - \frac{G_p}{G_y}.$$

Следовательно, относительная избыточная мощность турбины при данном π_k компрессора зависит только от степени увеличения температуры газов перед турбиной. Связь относительного увеличения температуры газов $\Delta \bar{T}_r = \Delta T_{\text{г. р}}^*/T_{\text{г. у}}^*$ с изменением мощности турбины $\Delta \bar{N}'_t = \Delta N_t/N_{\text{т. у}}$ на неустановившихся режимах (при $\pi_k = \text{idem}$) получается очень простой:

$$\Delta \bar{N}'_t = \frac{\Delta \bar{T}_r}{\sqrt{1 + \Delta \bar{T}_r}}. \quad (3.16)$$

Согласно этой зависимости при изменении температуры газов на 50% мощность турбины увеличивается примерно на 40%.

Используя равенство (3.13), избыточную мощность турбины (3.14) можно выразить также через отношение расходов и работу, потребляемую компрессором на установившихся режимах:

$$\Delta N_t = G_p \frac{L_{k,y}}{\eta_m} \left[\left(\frac{G_y}{G_p} \right)^2 - 1 \right].$$

Используя равенства (3.13), (3.14) или (3.15) и зависимости, показанные на рис. 3.9, получаем связь избыточной мощности турбины с π_k компрессора при разгоне: $\Delta N_t = f(\pi_k)$.

3. Чтобы найти зависимость величины избыточной мощности турбины от частоты вращения ротора двигателя при разгоне, нужно воспользоваться напорной характеристикой компрессора (см. рис. 3.10) с нанесенной на нее линией режимов разгона, позволяющей установить связь частоты вращения при разгоне со степенью повышения давления $n_p = f'(\pi_k)$, а затем — и зависимость $\Delta N_t = f''(n_p)$.

4. Кривая изменения частоты вращения ротора двигателя при разгоне строится с помощью полученной зависимости ΔN_t от n_p путем интегрирования уравнения (3.3) или графически, как это указывалось ранее (см. рис. 3.6).

При пологой напорной характеристике центробежного компрессора или осевого компрессора с низким π_k можно приблизенно принять линии $n_0 = \text{const}$ горизонтальными (рис. 3.10, б). Тогда условие сравнения установившихся и неустановившихся режимов $\pi_k = \text{idem}$ совпадает с условием $n_p = n_y$, исходный график (см. рис. 3.9) строится не по π_k , а по n_y и избыточная мощность турбины (3.14) или (3.15) получается сразу как функция частоты вращения*.

На рис. 3.11 показаны кривые раскрутки ротора ТРД с центробежным компрессором, полученные в эксперименте и расчетом по приведенной выше методике путем сравнения режимов при $\pi_k = \text{idem}$. При расчете использовались экспериментальная напорная характеристика компрессора ** и значения расходов воздуха на установившихся и переходных режимах, измеренные

* Такой упрощенный способ расчета разгона ТРД с центробежным компрессором предложен и экспериментально обоснован А. И. Григорьевым.

** Характеристика компрессора получена Л. А. Шкодо.



Рис. 3.11. Изменение частоты вращения центробежного компрессора в процессе приемистости ТРД ($K_t = 1,02$ с, $V_n = 0$)

— эксперимент;
— расчет

стии ΔN_t от n_p путем интегрирования уравнения (3.3) или графически, как это указывалось ранее (см. рис. 3.6).

При пологой напорной характеристике центробежного компрессора или осевого компрессора с низким π_k можно приблизенно принять линии $n_0 = \text{const}$ горизонтальными (рис. 3.10, б). Тогда условие сравнения установившихся и неустановившихся режимов $\pi_k = \text{idem}$ совпадает с условием $n_p = n_y$, исходный график (см. рис. 3.9) строится не по π_k , а по n_y и избыточная мощность турбины (3.14) или (3.15) получается сразу как функция частоты вращения*.

На рис. 3.11 показаны кривые раскрутки ротора ТРД с центробежным компрессором, полученные в эксперименте и расчетом по приведенной выше методике путем сравнения режимов при $\pi_k = \text{idem}$. При расчете использовались экспериментальная напорная характеристика компрессора ** и значения расходов воздуха на установившихся и переходных режимах, измеренные

при эксперименте (рис. 3.12). Расчетная кривая $n = f(t)$ достаточно близка к экспериментальной.

Рассмотренный метод определения избыточной мощности турбины путем сравнения режимов при $\pi_k = \text{idem}$ позволяет предложить ряд способов приближенной аналитической оценки времени разгона одновальных ТРД, а также ряд параметров, косвенно характеризующих их динамические качества.

Рассмотрим для примера ТРД с горизонтальной напорной характеристикой.

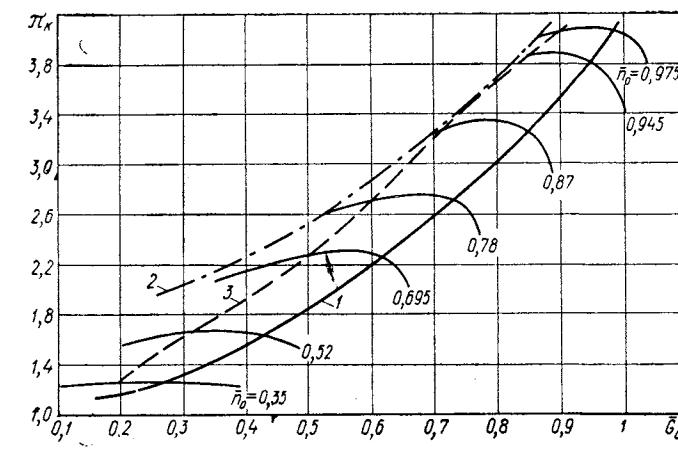


Рис. 3.12. Напорная характеристика центробежного компрессора в системе ТРД:

1 — линия установившихся режимов работы ($V_n = 0$); 2 — граница помпажа; 3 — линия режимов разгона

Для приближенных быстрых оценок времени разгона такого ТРД можно считать, что у центробежного компрессора или у осевого компрессора с относительно низким π_k напорная характеристика имеет горизонтальные линии $n_0 = \text{const}$. Это предположение при некоторых других допущениях позволяет проинтегрировать уравнение движения ротора при разгоне и получить аналитические зависимости, дающие результаты, достаточно близкие к данным более точных расчетов. Избыточная мощность турбины при текущем n может быть выражена согласно уравнению (3.15). Для компрессора с низким π_k можно положить, что на установившихся режимах мощность компрессора (турбины) пропорциональна кубу частоты вращения ($G = C_1 n$, $L_k = C_2 n^2$): $N_{t,y} = N_{t,\max} \left(\frac{n}{n_{\max}} \right)^3 = N_{t,\max} n^3$. Такое предположение хорошо подтверждается экспериментом (рис. 3.13). Тогда

$$\Delta N_t = \Delta \bar{N}' N_{t,\max} \bar{n}^3. \quad (3.17)$$

Здесь, согласно выражению (3.16),

$$\Delta \bar{N}'_t = V \bar{T}_r - \frac{1}{V \bar{T}_r}, \quad (3.18)$$

где $\bar{T}_r = T_{r, p}^* / T_{r, y}^*$ — относительное повышение температуры газов при разгоне ($n = \text{idem}$).

Подставляя избыточную мощность (3.17) в уравнение времени разгона (3.4), получим время разгона от режима малого газа до текущей частоты вращения \bar{n} :

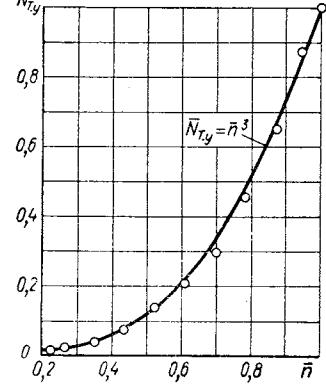


Рис. 3.13. Зависимость мощности турбины ТРД с центробежным компрессором от частоты вращения ротора на установленных режимах:

○ — экспериментальные точки при $\pi_{\text{кmax}} = 4,2$

Общее время приемистости от режима малого газа до максимальной частоты вращения n_{max} определяется выражением

$$t_{\text{пр}} \approx \frac{K_t}{\Delta \bar{N}'_{t, \text{ср}}} \left(\frac{1}{n_{\text{м.г}}} - 1 \right), \quad (3.21)$$

Здесь $\Delta \bar{N}'_{t, \text{ср}}$ зависит только от среднего относительного повышения температуры газа перед турбиной при разгоне $\bar{T}_{r, \text{ср}}$ и определяется выражениями (3.18) или (3.16). Связь $\Delta \bar{N}'_{t, \text{ср}}$ и $\bar{T}_{r, \text{ср}}$ показана на рис. 3.14.

Увеличение температуры газа при разгоне вызывает уменьшение запаса устойчивости компрессора в соответствии с зависимостью (при $\pi_{\text{к}} = \text{idem}$)

$$K_{y, p} = \frac{G_y}{G_p} = \sqrt{\bar{T}_r}.$$

Поэтому из выражений (3.21) и (3.18) может быть получена связь избыточной мощности турбины и времени приемистости двигателя

со средним значением запаса устойчивости компрессора, используемого при разгоне двигателя $K_{y, p, \text{ср}}$:

$$\Delta \bar{N}'_t = \frac{K_{y, p}^2 - 1}{K_{y, p}}; \quad (3.22)$$

$$t_{\text{пр}} \approx K_t \frac{K_{y, p, \text{ср}}}{K_{y, p}^2 - 1} \left(\frac{1}{n_{\text{м.г}}} - 1 \right). \quad (3.23)$$

На рис. 3.15 показаны рассчитанные по приведенным выше уравнениям кривые увеличения частоты вращения ротора ТРД в зависимости от среднего запаса устойчивости компрессора, используемого при разгоне. Там же для сравнения приведена экспериментальная кривая разгона ТРД, имеющего то же значение коэффициента динамичности K_t .

Расчет процесса разгона ТРД по уравнениям типа (3.21) и (3.23) возможен не только при постоянных средних значениях $\bar{T}_{r, \text{ср}}$ или $K_{y, p, \text{ср}}$. Разбивая весь диапазон изменения частоты вращения на отдельные участки и заменяя действительный закон изменения $K_{y, p, \text{ср}}$ (или $\bar{T}_{r, \text{ср}}$) по \bar{n} ступенчатым, можно представить общее время приемистости как сумму времени разгона на отдельных участках. Время разгона на i -м участке может быть представлено в виде

$$\Delta t_i = K_t \frac{K_{y, p, i}}{K_{y, p, i}^2 - 1} \left(\frac{1}{n_{i, 1}} - \frac{1}{n_{i, 2}} \right) = K_t \frac{K_{y, p, i}}{K_{y, p, i}^2 - 1} \frac{\Delta \bar{n}_i}{n_{i, 1} n_{i, 2}},$$

где $\Delta \bar{n}_i = \bar{n}_{i, 2} - \bar{n}_{i, 1}$ — диапазон изменения частоты вращения на i -м участке; $K_{y, p, i}$ — среднее $K_{y, p}$ на i -м участке. Общее время приемистости при k участках равно

$$t_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^k \Delta t_i = K_t \sum_{i=1}^k \frac{K_{y, p, i}}{K_{y, p, i}^2 - 1} \frac{\Delta \bar{n}_i}{n_{i, 1} n_{i, 2}}. \quad (3.24)$$

Точность расчета приемистости по участкам естественно выше, чем по формуле (3.23). Пример расчета при разделении всего диапазона разгона на пять участков показан на рис. 3.16.

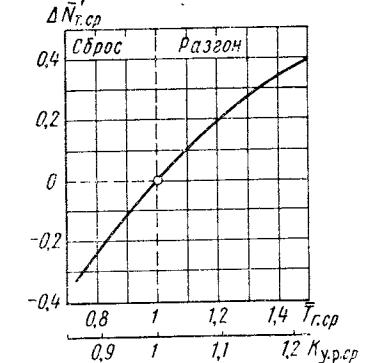


Рис. 3.14. Изменение средней относительной избыточной мощности на неустановившихся режимах в зависимости от среднего изменения температуры газов перед турбиной или среднего запаса устойчивости компрессора, используемого при разгоне (горизонтальная напорная характеристика)

Приведенные выше методы приближенного расчета приемистости ТРД справедливы как в стартовых, так и в полетных условиях. Следует только учитывать возможность реализации в по-

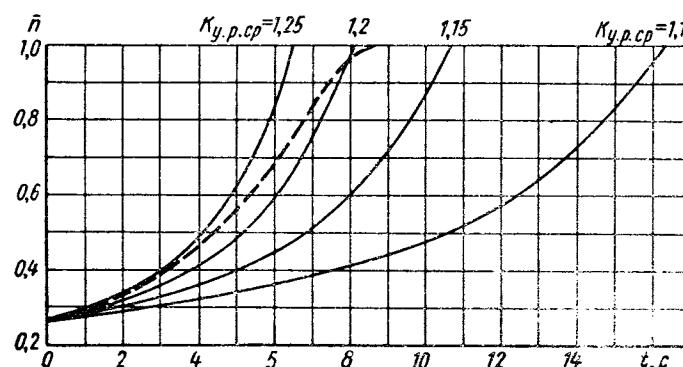


Рис. 3.15. Изменение частоты вращения ротора ТРД в процессе приемистости при различной средней величине используемого запаса устойчивости компрессора ($K_t = 1,02$ с):

— расчет $K_y.p,sp = \text{var}$; — — — эксперимент (см. рис. 3.11, 3.12)

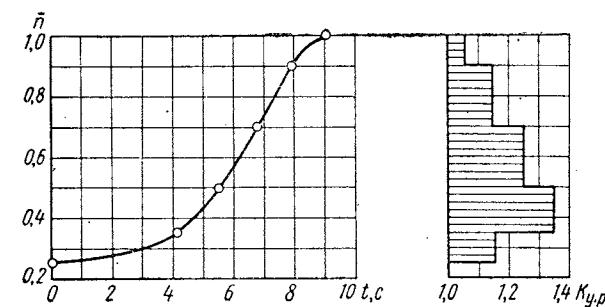


Рис. 3.16. К расчету разгона ТРД при ступенчатом изменении K_y,p ($K_t = 1$ с)

лете больших значений K_y,p (в области низких частот вращения), а также изменение физических значений начальной и конечной частоты вращения ротора при изменении M_p и H .

3.2. ПРИБЛИЖЕННЫЕ КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДВИГАТЕЛЯ

В теории рабочего процесса двигателей широко применяются понятия удельной тяги, лобовой тяги, удельного веса и др., характеризующие степень совершенства двигателя в термодина-

мическом, газодинамическом, конструктивном и др. отношениях. Эти понятия позволяют относительно просто оценить данные любого двигателя и уровень совершенства двигателя по основным параметрам, характерным геометрическим размерам, весовым характеристикам.

Аналогичным образом можно разработать критерии, позволяющие оценить динамические свойства двигателя по основным его параметрам. Ниже приводятся некоторые из таких показателей, характеризующих динамические качества воздушно-реактивных газотурбинных двигателей.

3.2.1. Минимальное время приемистости

Предельная из возможных программ подачи топлива $G_t = f(n)$ при приемистости ограничена минимальной и максимальной частотами вращения, границей устойчивой работы компрессора и предельной температурой газа перед турбиной, допустимой по соображениям прочности элементов горячей части двигателя или устойчивости камеры сгорания (рис. 3.17).

Степень совершенства двигателя в отношении приемистости можно охарактеризовать теоретически минимальным временем приемистости $t_{\text{пр min}}$, получаемым при реализации предельной программы подачи топлива.

При известной характеристике компрессора и при заданных ограничениях минимальное время приемистости данного двигателя может быть рассчитано одним из приведенных выше точных или приближенных методов.

Минимальное время приемистости у большинства авиационных ГТД составляет величину порядка 1—5 с. Величина $t_{\text{пр min}}$ может быть значительно меньше, как, например, у подъемных ТРД — ($\approx 0,1$ — $0,2$ с), или существенно выше, как, например, у некоторых одновальмых ТРД, имеющих слабо развитую механизацию компрессора, тяжелый стальной ротор компрессора и недостаточно удовлетворительное протекание к. п. д. элементов при пониженных частотах вращения.

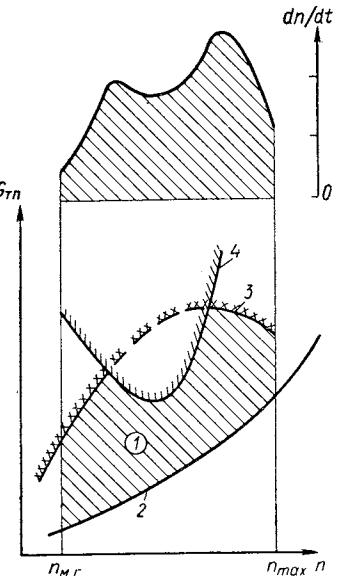


Рис. 3.17. Определение теоретического минимального времени приемистости:

1 — избыток расхода топлива, соответствующий разгону за минимальное время; 2 — линия рабочих режимов; 3 — линия максимальнодопустимой температуры газов перед турбиной; 4 — граница устойчивой работы компрессора

3.2.2. Коэффициент использования динамических свойств

Вследствие неоптимальности программы подачи топлива, недостаточности запасов устойчивой работы компрессора, наличия допусков на программу подачи топлива при приемистости, разброса параметров по границе помпажа двигателей серийного производства, из-за особенностей горения топлива при быстроизменяющихся процессах, нежелательности чрезмерных тепловых динамических нагрузок фактическое время приемистости $t_{\text{пр}}$ получается больше теоретического минимально возможного $t_{\text{пр min}}$. Определяя коэффициент использования динамических свойств конкретного двигателя как $K_d = t_{\text{пр min}}/t_{\text{пр}}$, можно записать (рис. 3.18)

$$K_d = 1 - \delta t_{p, p} - \delta t_{t, p} - \delta t_{r, p} - \delta t_{m, g} - \delta t_{\text{рез}},$$

где $\delta t_{p, p}$ — относительное изменение времени приемистости из-за отклонения линий рабочих режимов от средней (номинальной) для данной серии двигателей;

$\delta t_{t, p}$ — то же в силу неточности поддержания программы подачи топлива автоматом приемистости;

$\delta t_{r, p}$ — то же из-за отклонения границы помпажа от средней для компрессоров данной серии двигателя;

$\delta t_{m, g}$ — то же из-за отклонения режима малого газа;

$\delta t_{\text{рез}}$ — то же из-за неоптимальности программы подачи топлива и других факторов, а также некоторого гарантированного резервного запаса.

Коэффициент использования динамических свойств при приемистости K_d изменяется в диапазоне от 0,25 до 0,75. Меньшие величины относятся к двигателям, для которых требование малого времени приемистости не столь критично и в которых используются недостаточно эффективные программы подачи топлива. Двигатели, к динамическим свойствам которых предъявляются повышенные требования и в которых реализуются совершенные программы подачи топлива и регулирования элементов, обладают величинами $K_d = 0,6 \div 0,75$.

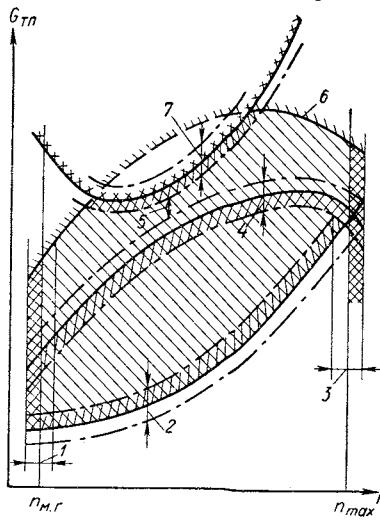


Рис. 3.18. К определению коэффициента использования динамических свойств двигателя:

1 — отклонение n_{min} ; 2 — отклонение G_{tp} на линии рабочих режимов; 3 — отклонение n_{max} ; 4 — отклонение G_{min} по программе регулятора разгона; 5 — гарантированный запас; 6 — линия максимальнодопустимых температур газа; 7 — возможные отклонения границы устойчивой работы компрессора

3.2.3. Коэффициент динамичности

В уравнениях для определения времени разгона ТРД (3.4; 3.20 и др.), если подынтегральная функция в них выражена в безразмерном виде через относительную избыточную мощность и относительные частоты вращения, образуется постоянный для данного ТРД коэффициент

$$K_t = 4\pi^2 I_z \frac{n_{\text{max}}^2}{N_{\text{t max}}}, \quad (3.25)$$

характеризующий влияние на приемистость ТРД величины его параметров на максимальном установившемся режиме (n_{max} , $N_{\text{t max}}$) и момента инерции ротора I_z . Если два однотипных двигателя имеют близкие относительные значения частоты вращения малого газа $\bar{n}_{\text{m, g}}$ и разгоняются при одинаковом среднем повышении температуры газов перед турбиной (т. е. при $\Delta \bar{N}_{\text{t, cp}} \approx \approx \text{idem}$), то время разгона этих двигателей согласно уравнениям (3.4), (3.21) и другим будет прямо пропорционально коэффициенту K_t (3.25), который вследствие этого назван коэффициентом динамичности*. Этот коэффициент, имеющий размерность времени, может быть в первом приближении использован для сравнительной оценки приемистости однотипных турбореактивных двигателей. Чем меньше коэффициент K_t , тем меньше при прочих равных условиях время приемистости двигателя. Коэффициент динамичности имеет ясный физический смысл. Он равен времени разгона одновального ТРД от $n = 0$ до n_{max} при условии, что избыточный крутящий момент турбины постоянен и равен моменту турбины на максимальном установившемся режиме, т. е. $n/\Delta N_{\text{t}} = 1/M_{\text{t max}}$ [см. уравнение (3.3)], а мощность, потребляемая компрессором, равна нулю.

С другой стороны, коэффициент динамичности равен отношению кинетической энергии ротора на максимальном режиме $E_{\text{max}} = I_z \omega_{\text{max}}^2/2$ к средней мощности турбины в процессе разгона при указанных выше условиях:

$$K_t = \frac{E_{\text{max}}}{N_{\text{t max}}/2}.$$

Таким образом, коэффициент динамичности, включающий минимальное число параметров, определяющих инерционные и мощностные свойства ротора ТРД, является наиболее простой и фундаментальной характеристикой динамических качеств двигателя.

Рассмотрим подробнее структуру коэффициента динамичности K_t применительно к ТРД с осевым компрессором. Введем понятие

* В работе [8] аналогичный параметр назван временем ротора.

удельного момента инерции $\bar{I}_z = I_z/G_{\max}^2$, который детально рассматривается в гл. VIII. Представив мощность турбины в виде

$$N_{t \max} = N_{k \max} / \eta_m = G_{\max} L_{k \max} / \eta_m,$$

выражение (3.25) получим в форме

$$K_t = 4\pi^2 \bar{I}_z \eta_m \frac{n_{\max}^2 G_{\max}}{L_{k \max}}.$$

Здесь

$$G_{\max} = \bar{G}_k \frac{\pi D_{bx}^2}{4};$$

\bar{G}_k — коэффициент производительности компрессора;
 D_{bx} — наружный диаметр входа в первую ступень;

$$n_{\max} = \frac{u_{k \max}}{\pi D_k};$$

u_k — окружная скорость на периферии колеса первой ступени.

С учетом этих соотношений, полагая $D_{bx} = D_k$, получим

$$K_t = \pi \bar{I}_z \eta_m \frac{\bar{G}_k u_{k \max}^2}{L_{k \max}}. \quad (3.26)$$

Смысл влияния коэффициента производительности компрессора на коэффициент динамичности заключается в том, что при большом \bar{G}_k частота вращения n_{\max} увеличивается (уменьшается D_k при $G = \text{idem}$), а следовательно, увеличивается и диапазон раскрутки ротора в процессе приемистости. Коэффициент производительности у компрессоров современных двигателей близок к максимально возможному, и они мало отличаются по этому показателю. Двигатели прошлых лет сильнее отличались по величине \bar{G}_k .



Рис. 3.19. Коэффициент динамичности одновальных ТРД:
o — с осевым компрессором;
Δ — с центробежным компрессором

Как показано в гл. VIII, если не учитывать конкретные особенности конструкции и размеров двигателя, то можно полагать удельный момент инерции \bar{I}_z функцией величины π_k или работы сжатия в компрессоре $L_{k \max}$. Тогда целесообразно величину K_t (3.26) рассматривать в зависимости от $\pi_k (L_{k \max})$. На рис. 3.19 показаны величины коэффициентов динамичности некоторых одновальных ТРД. Величина K_t ТРД с осевым компрессором составляет в среднем 0,6 с, но может заметно отличаться от этого значения. Разброс точек на рис. 3.19 может объясняться рядом факторов, таких как отличие производительности и окружной скорости компрессора

в конкретных двигателях, различие в абсолютном размере и времени создания, особенности конструктивного выполнения двигателей и др. Приведенные на рис. 3.19 отдельные фактические данные не выявляют определенной зависимости K_t от величины π_k , что может быть объяснено, в частности, одновременным ростом при увеличении π_k удельного момента инерции и работы компрессора в числителе и знаменателе выражения K_t (3.26).

3.3. ВЛИЯНИЕ АТМОСФЕРНЫХ УСЛОВИЙ, ВЫСОТЫ И СКОРОСТИ ПОЛЕТА НА ПРИЕМИСТОСТЬ ТРД

В разд. 1.2 были получены обобщенные уравнения (1.15), (1.18) для определения времени переходных процессов ТРД в критериальных (безразмерных или приведенных) параметрах. Используя эти уравнения, напишем обобщенное выражение времени приемистости ТРД в приведенных параметрах:

$$t_0 = 4\pi^2 \bar{I}_z \int_{n_{01}}^{n_{02}} \frac{n_0 dn_0}{\Delta N_{t0}}, \quad (3.27)$$

где n_{01} , n_{02} — начальная и конечная приведенные частоты вращения ротора.

Формулы приведения параметров двигателя на неустановившихся режимах даны в гл. 1 в пояснении к уравнению (1.18).

3.3.1. Универсальная кривая разгона ТРД

Выражение (3.27) применимо в общем случае к любому переходному процессу. Целесообразно для анализа динамических качеств двигателя в разных атмосферных условиях и условиях полета выделить один подобный переходный процесс, общие условия осуществления которого даются выражениями типа (1.22), (1.23). При конкретном назначении единых законов изменения подачи топлива и положения геометрически регулируемых органов необходимо учитывать ограничения (перегрев, устойчивость компрессора и др.), указанные в предыдущем разделе. Реализуя с помощью регулятора подобные переходные процессы согласно уравнению (1.22), мы получим для каждой скорости полета ($M_\infty = \text{idem}$) единую зависимость $n_0 = f(t_0)$, определяемую уравнением (3.27), универсальную кривую разгона данного ТРД, справедливую при разных атмосферных условиях. При разгоне по универсальной кривой осуществляется единый закон изменения приведенной температуры газа перед турбиной $T_{r0}^* = f(n_0)$ при разных атмосферных условиях и скоростях полета. При определении универсальной кривой разгона мы пренебрегаем влиянием начальных этапов перехода от установленного режима к неустановившемуся, т. е. считаем, что определяющие параметры мгновенно изменяют свою

величину в начале переходного процесса в соответствии с заданным законом его осуществления (рис. 3.20).

На рис. 3.21 показана построенная указанным способом универсальная кривая разгона ТРД с осевым компрессором в стартовом

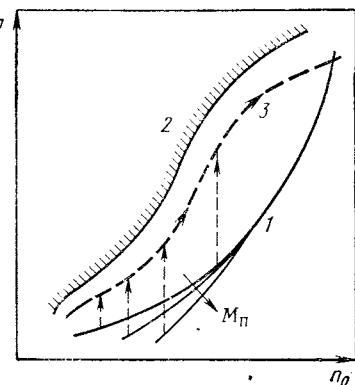


Рис. 3.20. Зависимость приведенного расхода топлива от приведенной частоты вращения ТРД:

1 — рабочие установившиеся режимы при полете с различными числами M ; 2 — предельные расходы, соответствующие границе устойчивой работы компрессора; 3 — выбранная линия оптимального разгона

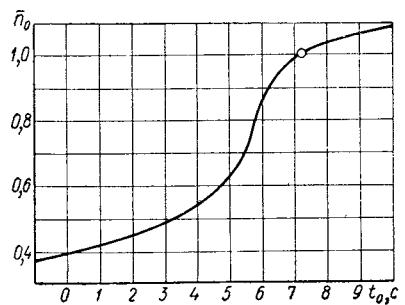


Рис. 3.21. Универсальная кривая разгона турбореактивного двигателя с осевым компрессором ($M_{\text{п}} = 0$)

вых условиях (см. рис. 3.1 и 3.2). Пользуясь подобной универсальной кривой разгона и понятием приведенного времени разгона, можно наглядно проанализировать влияние различных параметров на приемистость ТРД*.

3.3.2. Влияние атмосферных условий и высоты полета

Зависимость фактического времени разгона ТРД от приведенного времени согласно уравнению (1.18) выражается следующим образом:

$$t = t_0 \frac{p_{H0}}{p_{\text{вх}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{вх}}^*}{T_{H0}}}.$$

Здесь и далее примем приближенно, что полное давление перед компрессором $p_{\text{вх}}^*$ прямо связано с полным атмосферным давлением зависимостью $p_{\text{вх}}^* = \sigma_{\text{вх}} p_{\text{вх}}$.

Это значит, что при данном $M_{\text{п}}$ в процессе разгона двигателя $\sigma_{\text{вх}} = \text{const}$. Это допущение достаточно правомерно при дозвуковых воздухозаборниках и предполагает устройство регулируемого сверхзвукового воздухозаборника, система управления которым осуществляет необходимый закон регулирования и имеет высокое быстродействие.

* Анализ приемистости ТРД с помощью универсальной кривой разгона такого типа впервые провел Ю. В. Любомудров.

При разгоне и одинаковом диапазоне изменения приведенных частот вращения $\Delta n_0 = \text{idem}$, при $M_{\text{п}} = \text{idem}$ (т. е. при $t_0 = \text{idem}$) фактическое время приемистости ТРД согласно уравнению (3.28) будет увеличиваться пропорционально уменьшению атмосферного давления и при увеличении температуры воздуха — пропорционально корню из $T_{\text{вх}}^*$ (см. рис. 1.2). Физически это может быть объяснено тем, что в первом случае уменьшаются расход воздуха через двигатель и крутящий момент на его валу, пропорциональный давлению воздуха, а во втором — тем, что при росте температуры воздуха растет диапазон изменения физических частот вращения Δn , пропорциональный корню квадратному из $T_{\text{вх}}^*$ при $\Delta n_0 = \text{const}$ (см. разд. 1.2).

Если разгон ведется между постоянными физическими частотами вращения на режиме малого газа $n_{\text{м.г}}$ и на максимальном режиме $n_{\text{макс}}$, независящими от $T_{\text{вх}}^*$, то влияние температуры воздуха на время разгона становится более сложным и менее определенным, так как изменяются начальная и конечная точки разгона на универсальной кривой (см. рис. 3.21).

В действительности влияние атмосферных условий на приемистость ТРД осложняется еще и тем, что при изменении $T_{\text{вх}}^*$ и $p_{\text{вх}}^*$ частота вращения на режиме малого газа может изменяться в зависимости от способа регулирования подачи топлива на этом режиме (см. разд. 2.3). Типичным является увеличение частоты вращения $n_{\text{м.г}}$ при уменьшении $p_{\text{вх}}^*$. Увеличение начальной частоты вращения $n_{\text{м.г}}$ сильно уменьшает приведенное время разгона t_0 , так как характер протекания универсальной кривой разгона показывает, что наиболее медленно ТРД разгоняется при низкой частоте вращения, когда расход воздуха через двигатель и избыточная работа турбины малы. На рис. 3.22 показано уменьшение приведенного времени разгона при изменении начальной частоты вращения в соответствии с кривой (рис. 3.21).

Увеличение высоты полета (при $M_{\text{п}} = \text{const}$) связано с одновременным уменьшением давления и температуры атмосферного воздуха, а также, как следствие, — с увеличением частоты вращения ротора на режиме малого газа. При изменении высоты полета влияние уменьшающегося давления оказывается превалирующим и приемистость ТРД с подъемом на высоту (при постоянном числе M полета) заметно ухудшается, несмотря на то, что по рассмотренным выше причинам значительно сокращается диапазон изменения частоты вращения при разгоне.

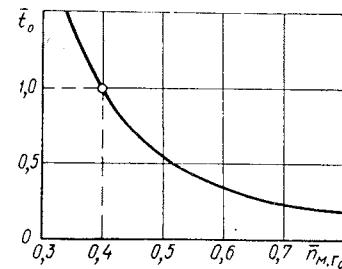


Рис. 3.22. Влияние относительной частоты вращения на режиме малого газа на приведенное время приемистости до $\bar{n}_0 = 1$

3.3.3. Влияние скорости полета

Влияние скорости (числа M) полета на процесс разгона ТРД оказывается более сложным. Как указывалось в разд. 2.4, при увеличении числа M_{π} линия рабочих установившихся режимов на характеристике компрессора в области пониженных частот вращения располагается дальше от границы помпажа, что позволяет в этой области вести разгон двигателя более интенсивно, сохраняя

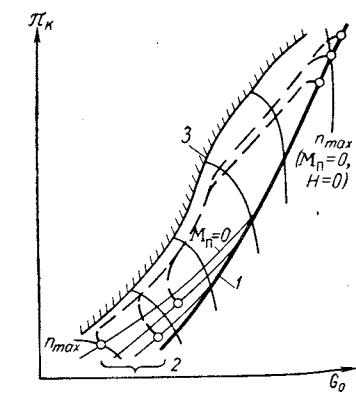


Рис. 3.23. Линии рабочих режимов на характеристике компрессора в статических условиях и в полете:

1 — линии установившихся режимов при критическом перепаде в реактивном сопле; 2 — рабочие линии при различных числах M полета; 3 — линии режимов разгона

при пониженной частоте вращения (рис. 3.24). Таким образом, увеличение скорости полета приводит к тому, что ротор ТРД в области пониженных частот вращения разгоняется быстрее. Характерна аналогия между расслоением универсальных кривых разгона ТРД и расслоением по числу M_{π} зависимостей ряда параметров двигателя на установившихся режимах (см. рис. 2.20—2.22), имеющих, как мы видели, общую причину.

Следует учитывать, что приведенные рассуждения касались случая разгона вдоль одной и той же линии $T_g^*/T_{bx}^* = f(n_0)$ независимо от скорости полета. При этом фактическая температура T_g^* из-за изменения T_{bx}^* в полете может отличаться от T_g^* пред, выбранной из условий теплостойкости в статических земных условиях. Поэтому при $T_{bx}^* > 288\text{K}$ может оказаться необходимым специальное ограничение величины T_g^*/T_{bx}^* в области высоких ча-

стот вращения (см. рис. 3.23). В этом случае линия режимов разгона типа 3 на характеристике компрессора понизится (на участке огра-

ничения) и разгон замедлится по сравнению с рассмотренной выше универсальной кривой.

Вторым фактором, влияющим на приемистость ТРД в полете, является изменение частоты вращения на режиме малого газа при увеличении скорости полета (см. разд. 2.3).

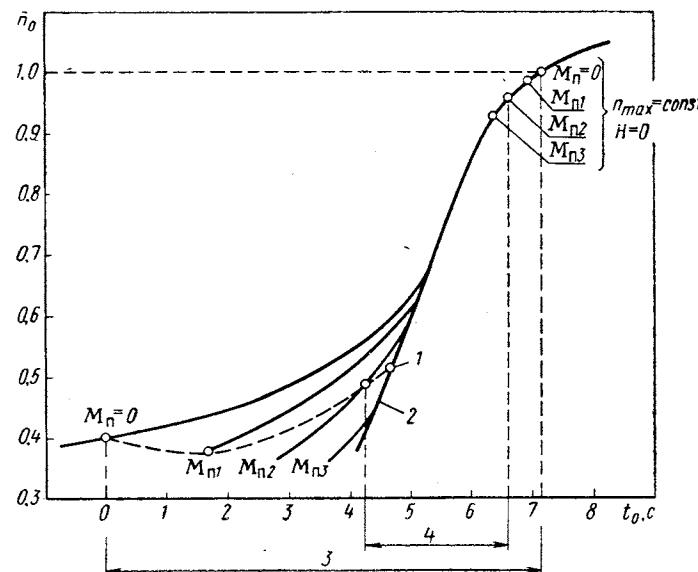


Рис. 3.24. Универсальные кривые разгона ТРД при различных скоростях полета ($M_{\pi 3} > M_{\pi 2} > M_{\pi 1} > 0$):

1 — режимы малого газа ($H = 0$); 2 — кривая разгона при критическом перепаде в реактивном сопле; 3 — приведенное время разгона в статических условиях ($M = 0, H = 0$); 4 — приведенное время разгона в полете с числом $M_{\pi} = M_{\pi 2}$ ($H = 0$)

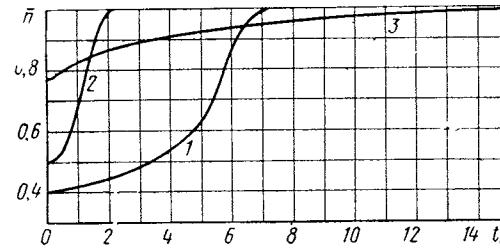


Рис. 3.25. Кривые разгона ТРД на земле и в полете:

1 — $H = 0, M_{\pi} = 0$; 2 — $H = 0, M_{\pi} = 0,65$; 3 — $H = 11 \text{ км}, M_{\pi} = 0,65$

Кроме того, при увеличении числа M полета вследствие роста температуры торможения воздуха T_{bx}^* несколько снижается максимальная приведенная частота вращения, до которой производится

разгон двигателя (при постоянной максимальной физической частоте вращения $n_{\max} = \text{const}$). В результате диапазон необходимого изменения приведенных частот вращения, а следовательно, и приведенное время разгона при полете на небольших высотах, как правило, сокращаются с увеличением скорости полета.

Наконец, следует учесть, что действительное время разгона согласно выражению (3.28) при увеличении M полета уменьшается

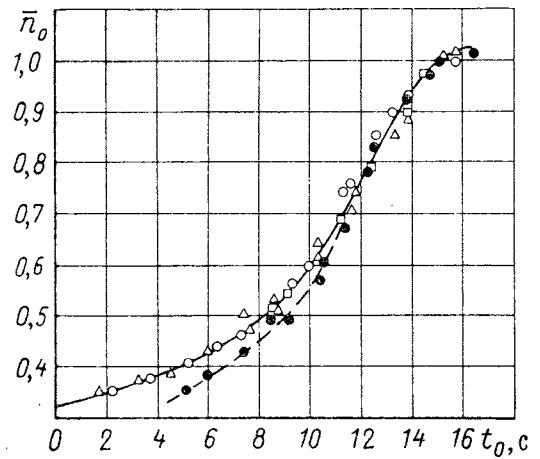


Рис. 3.26. Универсальные кривые разгона, полученные при испытаниях ТРД:

Знак	○	△	□	●
$H, \text{ км}$	1,5	4,5	7,5	1,5
$M_{\text{п}}$		0		0,65

по сравнению с приведенным в результате сильного роста полного давления воздуха перед двигателем $p_{\text{вх}}^*$. Возрастание при этом температуры торможения не компенсирует влияния давления.

Совместное влияние перечисленных факторов приводит к тому, что приемистость ТРД заметно улучшается при увеличении скорости полета на заданной высоте. На рис. 3.25 показано протекание кривых разгона ТРД в земных статических условиях и при полете с одинаковым числом $M_{\text{п}}$ у земли и на высоте 11 км, иллюстрирующее влияние высоты и скорости полета *.

Использованные нами для анализа приемистости ТРД в различных условиях универсальные кривые разгона могут быть получены не только путем теоретических расчетов, но и эксперимен-

* Характер влияния скорости и высоты полета на приемистость в сильной степени зависит от системы регулирования (см. гл. VI).

тально при испытаниях двигателей на высотных стендах или на летающей лаборатории. На рис. 3.26 в качестве примера показана такая экспериментальная зависимость, подтверждающая изложенные выше теоретические положения (сравни с рис. 3.24). Зависимость получена в такой форме путем обработки экспериментальных данных, приведенных в работе [19].

3.4. ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ПРИЕМИСТОСТИ ТРД

Для выявления возможных воздействий на процесс приемистости рассмотрим в качестве примера одновальный ТРД. По аналогии с уравнением (3.23) время приемистости ТРД с произвольным наклоном линий $n_0 = \text{const}$ на характеристике компрессора может быть выражено в виде

$$t_{\text{пп}} \approx 4\pi^2 K_m \frac{I_z n_{\max}^2}{N_t \max} \frac{K_{y, \text{р.ср}}}{K_{y, \text{р.ср}}^2 - 1} \left(\frac{1}{n_{\text{м.р}}} - \frac{1}{n_{\max}} \right),$$

где $4\pi^2 \frac{I_z n_{\max}^2}{N_t \max} = K_t$ — комплекс параметров, определенный подразд. 3.23 как коэффициент динамичности; K_m — коэффициент, учитывающий изменение избыточного крутящего момента по частоте вращения из-за наклона линий $n_0 = \text{const}$.

Как видно из приведенной формулы, основными факторами, влияющими на время приемистости одновального двигателя, являются следующие:

— диапазон изменения частоты вращения при разгоне

$$\Delta \bar{n} = \bar{n}_{\max} - \bar{n}_{\text{м.р.}}$$

— запас устойчивой работы компрессора, реализуемый при разгоне;

— момент инерции ротора;

— максимальная частота вращения ротора;

— мощность турбины (компрессора) на максимальном режиме. Последние три фактора объединяются понятием коэффициента динамичности.

Рассмотрим влияние отдельных факторов на время приемистости ТРД и возможности его сокращения.

3.4.1. Диапазон изменения относительной частоты вращения

Зависимость времени приемистости от величины $\Delta \bar{n}$ для ТРД простой схемы имеет согласно формуле (3.29) при $K_{y, \text{р.ср}} = \text{const}$ гиперболический характер. В случае реального двигателя уменьшение $t_{\text{пп}}$ при снижении $\Delta \bar{n}$ имеет тот же общий характер, но зависит от вида программ подачи топлива при приемистости, рассматриваемых ниже (рис. 3.27 и см. рис. 3.22).

Диапазон изменения частоты вращения при приемистости зависит от типа и конструкции двигателя и определяется частотой вращения ротора на режиме малого газа (см. разд. 2.3). У ТРД одновальной схемы с нерегулируемым компрессором диапазон изменения частоты вращения при разгоне от земного малого газа до взлетного режима составляет от 55 до 65 %. Особенно велик этот диапазон у ТРД с центробежным компрессором (77—80 %).

Специальное увеличение $n_{m,g}$ с целью сокращения Δn ограничивается, как показано в разд. 2.3, некоторым минимальным уровнем тяги, которую двигатель должен иметь на этом режиме. Существует несколько способов увеличения частоты вращения на малом газе при сохранении неизменным минимальным уровнем тяги двигателя. Рассмотрим некоторые из них.

Регулируемое реактивное сопло позволяет при его раскрытии увеличить перепад давления на турбине, снизить температуру газа и сильно уменьшить степень расширения в реактивном сопле, т. е. снизить тягу при постоянной частоте вращения ротора ТРД. Восстанавливая минимально допустимый уровень тяги, можно существенно увеличить частоту вращения на режиме малого газа при раскрытом реактивном сопле.

В двигателях с *поворотными направляющими аппаратами* осевого компрессора дроссельные режимы с пониженной тягой можно получать, существенно уменьшая расход воздуха при относительно небольшом изменении частоты вращения. Такое регулирование позволяет получать режим малого газа при относительной частоте вращения $n_{m,g} = 65 \div 70 \%$, вместо 35—45 % у обычных ТРД. Поэтому наименьший диапазон частот вращения (30—35 %) свойственен ТРДФ с развитой механизацией компрессора и имеющим регулируемое реактивное сопло.

Таким образом, различие в относительной частоте вращения на малом газе и в диапазоне изменения n при разгоне у двигателей различных схем может быть весьма большим.

Программа подачи топлива в процессе разгона оказывает заметное влияние на эффективность сокращения времени приемистости путем увеличения частоты вращения на малом газе. Для большинства программ (рис. 3.27) коэффициент влияния изменения частоты

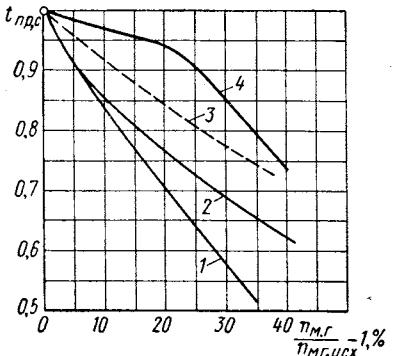


Рис. 3.27. Зависимость времени приемистости ТРД от частоты вращения на режиме малого газа и программы подачи топлива при приемистости ($H = 0, M = 0$):

1 — программа предельного использования $K_{y,p}$; 2 — программа $p_{tp} = idem$; 3 — программа $G_{tp} = f(p_k, n)$; 4 — программа минимального использования $K_{y,p}$.

вращения на время приемистости, т. е. $\Delta t_{np}/\Delta n_{m,g}$ составляет 1—1,5 *. Однако возможны программы подачи топлива, при которых на начальном участке изменения частоты вращения коэффициент влияния не превышает 0,3—0,5. Это относится к программам, слабо использующим возможности, предоставляемые динамическими свойствами двигателя на участке близи исходного малого газа.

С целью улучшения приемистости в ряде случаев прибегают к увеличению частоты вращения на режиме земного малого газа при небольшом превышении требуемого уровня тяги.

3.4.2. Запасы устойчивой работы компрессора, используемые при разгоне

Запас устойчивой работы компрессора, который используется при разгоне $K_{y,p}$, определяется той долей общего запаса устойчивой работы, на которую он может быть уменьшен при приемистости без ущерба для устойчивости компрессора или без повышения температуры газа перед турбиной сверх допустимой величины.

Повышение температуры газа перед турбиной при приемистости связано с долей запаса устойчивости компрессора, используемой при разгоне, соотношением

$$K_{y,p} = \sqrt{\frac{T_{g,n}^*}{T_{g,y}^*}} \quad (3.29)$$

Запас устойчивости $K_{y,p}$, используемый при приемистости, определяется как произведение двух коэффициентов:

$$K_{y,p} = \sqrt{\frac{T_{g,n}^*}{T_{g,max}^*} \frac{T_{g,max}^*}{T_{g,y}^*}} = K_{y,zab} K_{y,p,p} \quad (3.30)$$

Здесь $T_{g,max}^*$ — температура газа перед турбиной на максимальном установившемся режиме; $K_{y,p,p}$ — запас устойчивости, обусловливаемый величинами температуры газа перед турбиной на рабочих установившихся режимах, и $K_{y,zab}$ — запас, характеризующий допустимую величину заброса температуры газа перед турбиной $\Delta T_{g,zab}$ (рис. 3.28).

Величина $T_{g,n}^*$ (или $K_{y,p}$) может определяться как запасом устойчивой работы компрессора, так и предельной величиной $\Delta T_{g,zab}$, зависящей от жаропрочности материалов лопаток и эффективности системы охлаждения турбины.

При правильном, заранее выбранном запасе устойчивости компрессора возможное максимальное значение $K_{y,p}$ определяется преимущественно допустимой величиной заброса температуры газа.

* Особенности программ подачи топлива при разгоне рассмотрены в гл. VII.

Допустимая величина $\Delta T_{\text{г. забр}}$ при приемистости зависит от свойств материалов, из которых выполнены элементы турбины, от динамических характеристик системы охлаждения турбины и продолжительности действия высоких температур, определяющих прогрев элементов турбины и возникновение опасных градиентов температуры, от частоты циклов нагрева (циклическая прочность) и т. п. При увеличении частоты вращения допустимые величины максимального повышения температуры газа обычно несколько возрастают вследствие увеличения эффективности работы системы

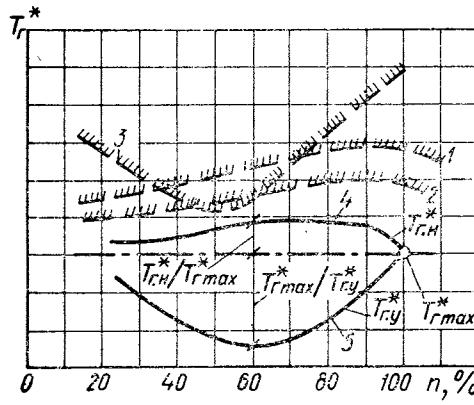


Рис. 3.28. Изменение температуры газа перед турбиной на установившихся и переходных режимах:

1 — максимально допустимая температура газа перед турбиной в течение кратковременного периода; 2 — то же в течение длительного периода; 3 — граница помпажа; 4 — линия режимов разгона; 5 — линия установившихся (рабочих) режимов

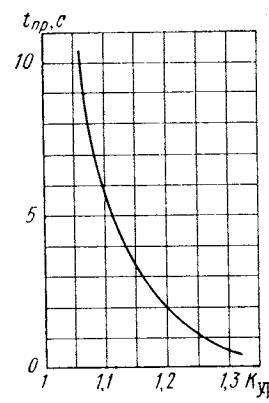


Рис. 3.29. Зависимость времени приемистости ТРД от среднего значения $K_{y, p}$ (осевой компрессор с $\pi_k = 13$, $H = 0$, $M = 0$)

охлаждения турбины (см. рис. 3.28). В целом можно считать, что значительное увеличение заброса температуры приводит к снижению ресурса элементов горячей части двигателя и может быть использовано лишь в критических ситуациях. В обычных условиях эксплуатации допускать значительные забросы температуры газа перед турбиной не следует.

Влияние $K_{y, p}$ на время приемистости $t_{\text{пр}}$ настолько же значительно, как и влияние диапазона изменения частоты вращения при разгоне; при прочих равных условиях с увеличением $K_{y, p}$ время приемистости уменьшается по гиперболе (рис. 3.29). Характер конкретной программы подачи топлива влияет на зависимость $t_{\text{пр}}$ от $K_{y, p}$ в меньшей степени, чем на зависимость $t_{\text{пр}}$ от Δn . В зависимости от характера изменения $K_{y, p}$ по частоте вращения, обусловленного различием в программах подачи топлива, степень влияния $K_{y, p}$ на $t_{\text{пр}}$ различна. В особенности это заметно при больших величинах $K_{y, p}$.

Разделение $K_{y, p}$ на два множителя позволяет разграничить пути сокращения времени приемистости. Из выражения (3.30) следует, что время приемистости в одних случаях может быть сокращено путем превышения максимальной температуры газа $T_{\text{г. max}}^*$ на величину $\Delta T_{\text{г. забр}}$ ($K_{y, \text{ забр}}$), а в других случаях — путем увеличения $K_{y, p, p}$. Последняя величина, т. е. $T_{\text{г. max}}^*/T_{\text{г. у}}$ определяется характером протекания дроссельных установившихся режимов, зависящим от: параметров ТРД в расчетной точке; конструктивной схемы двигателя; степени согласованности между собой характеристик ступеней в компрессоре и турбине; величин к. п. д. компрессора и турбины на дроссельных режимах; количества перепускаемого воздуха для обеспечения устойчивой работы компрессора; степени механизации компрессора и двигателя на дроссельных режимах и т. п.

Второй коэффициент ($K_{y, \text{ забр}}$) характеризует возможности предельного повышения температуры газа перед турбиной при приемистости. Допускается кратковременный заброс температуры газов перед турбиной на режимах приемистости на 2—20% выше температуры газа на максимальном режиме при длительной работе. Большие цифры, как правило, относятся к двигателям, имеющим охлаждаемые воздухом сопловые и рабочие лопатки турбины и меньший уровень температуры газа.

Наибольшее влияние заброс температуры газа имеет у двигателей с относительно более высокими температурами $T_{\text{г. у}}$ на дроссельных режимах. По мере увеличения отношения $T_{\text{г. н}}^*/T_{\text{г. у}}^*$ влияние заброса температуры газа на время приемистости уменьшается.

3.4.3. Регулирование геометрически изменяемых элементов двигателя

Рассмотрим влияние на приемистость управления отдельными геометрически регулируемыми элементами.

Регулирование НА компрессора. При наличии в компрессоре двигателя большого числа ступеней с поворотными лопатками НА он может быть использован для улучшения приемистости. При этом программы управления поворотными лопатками НА на установившихся режимах и на режимах приемистости (или сброса газа) могут не совпадать. Однако следует иметь в виду, что влияние программы регулирования НА на приемистость зависит от принятой программы подачи топлива.

На рис. 3.30 показано типичное изменение угла поворота лопаток НА передней группы ступеней осевого компрессора в зависимости от частоты вращения ротора. По мере увеличения n лопатки НА поворачиваются на раскрытие проходных сечений. Программы № 1 и № 3 на рис. 3.30 смешены на более раннее или более позднее начало раскрытия НА, по сравнению с исходной (№ 2) соответственно. При этом, как показали исследования влияния про-

грамм подачи топлива на время приемистости, при опережающим открытии НА разгон убыстряется (рис. 3.31). Из этого можно сделать вывод о целесообразности для сокращения времени приемистости; поворот входных НА производить с некоторым опережением по сравнению с исходной программой $\varphi_{n,a} = f(n_0)$, принятой для установившихся режимов. Опережающее раскрытие направляющих аппаратов приводит к дополнительному увеличению расхода воздуха и росту абсолютной величины избыточной мощности на валу турбокомпрессора.

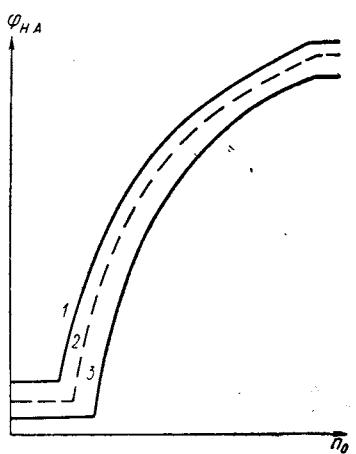


Рис. 3.30. Программы поворота лопаток НА компрессора:

1 — с опережением начала раскрытия НА; 2 — исходная; 3 — с запаздыванием начала раскрытия НА

Регулирование площади реактивного сопла. Регулирование сопла является весьма эффективным средством сокращения времени приемистости. Изменение проходного сечения сопла обычно занимает меньшее время, чем раскрутка ротора при приемистости. При увеличении площади проходного сечения сопла одновальных двигателей повышается мощность турбокомпрессора в силу увеличения степени расширения газа в турбине и растет скорость разгона.

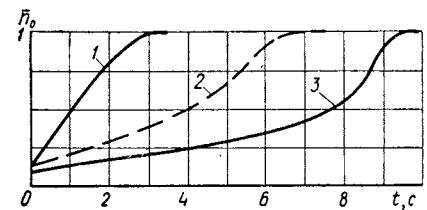


Рис. 3.31. Приемистость турбореактивного двигателя при различных программах поворота лопаток НА компрессора (обозначения по рис. 3.30)

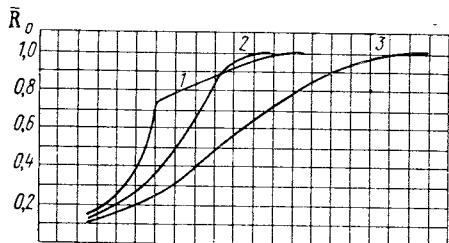
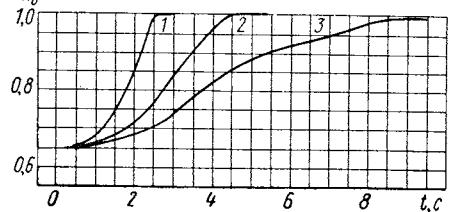


Рис. 3.32. Изменение тяги и частоты вращения по времени при приемистости при различных программах управления реактивным соплом:

1 — разгон с раскрытым соплом до n_{\max} и последующим прикрытием сопла; 2 — разгон с одновременным прикрытием сопла; 3 — сопло прикрыто на начале разгона



Быстродействие сопла в общем случае должно быть соизмеримо с динамическими свойствами двигателя для обеспечения наиболее быстрого выхода двигателя на требуемый режим по тяге. Оптимальным можно считать такое быстродействие системы управления соплом, при котором в процессе разгона сначала с раскрытым, а затем с прикрываемым соплом оно достигает конечного прикрытия положения одновременно с выходом на требуемую частоту вращения. В этом случае одновременно будет достигаться и требуемая максимальная тяга двигателя (рис. 3.32, кривая 2). Быстрое прикрытие сопла в начале разгона приводит к ухудшению приемистости (рис. 3.32, кривая 3).

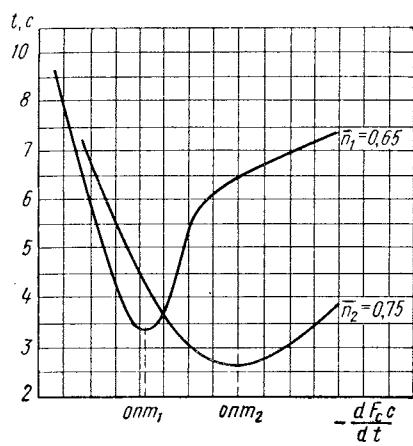


Рис. 3.33. Изменение времени выхода на максимальную тягу в зависимости от скорости прикрытия сопла и частоты вращения ротора, соответствующей началу прикрытия сопла

сопла. Чем при большей частоте вращения начинается прикрытие сопла, тем выше должна быть скорость уменьшения его площади.

Следует иметь в виду, что программа регулирования расхода топлива на режимах разгона может оказывать весьма существенное влияние на приведенные на рис. 3.33 соотношения, относящиеся к определенному классу программ регулирования расхода топлива по внутридвигательным параметрам (см. гл. VI).

3.4.4. Влияние коэффициента динамичности и окружных скоростей в турбокомпрессоре

Время приемистости двигателя тем меньше, чем меньше коэффициент динамичности K_t (см. 3.25), (3.26).

Как видно из выражения (3.26), на коэффициент динамичности ТРД в первую очередь влияет отношение удельного момента инерции к максимальной удельной работе сжатия в компрессоре, т. е. $\bar{I}_z/L_{k \max}$ (если положить $\bar{G}_k = \text{const}$ и $u_{k \max} = \text{const}$). При увеличении в двигателях π_k на максимальном режиме возрастают и $L_{k \max}$ и \bar{I}_z , так как увеличивается число ступеней в турбокомпрессоре. Уменьшение момента инерции ротора в результате совершен-

* Исследования проведены инж. Н. П. Земцовым.

ствования его конструкции при $L_{k \max} = \text{idem}$ или увеличение $L_{k \max}$ при сохранении величины \bar{I}_z приводит непосредственно к уменьшению коэффициента динамичности, а значит — к улучшению приемистости двигателя.

Как следует из указанных выражений для коэффициента динамичности, на его величину оказывает также влияние максимальная частота вращения ротора, так как от нее зависит абсолютная величина диапазона изменения частоты вращения при разгоне. Однако характер влияния n_{\max} оказывается более сложным. Действительно, удельная работа сжатия в компрессоре может быть выражена в виде $L_{k \max} = C \bar{H}_{th \text{ cp}} u_{k \max}^2 z_k$,

где $\bar{H}_{th \text{ cp}}$ — среднее значение коэффициента теоретического напора ступени;

z_k — число ступеней компрессора;

u_k — окружная скорость на периферии первого рабочего колеса компрессора;

C — коэффициент, зависящий от профилирования проточной части компрессора.

$$\text{Отсюда } L_{k \max} / u_{k \max}^2 = C \bar{H}_{th \text{ cp}} z_k; \quad K_t \sim \bar{I}_z \bar{G} / \bar{H}_{th \text{ cp}} z_k.$$

Известно, что увеличение окружных скоростей в компрессоре при прочих равных условиях приводит к сокращению z_k , средние коэффициенты теоретического напора при этом изменяются сравнительно мало. Удельная масса двигателя при использовании тех же материалов также сохраняется примерно на прежнем уровне, несмотря на сокращение числа ступеней турбокомпрессора, так как вращающиеся детали двигателя (диски и др.) становятся более массивными. Учитывая наличие связи удельного момента инерции и удельной массы турбокомпрессора (см. гл. VIII), можно в первом приближении положить, что \bar{I}_z также мало меняется при росте u_k . При таком предположении с ростом u_k коэффициент динамичности должен увеличиваться и приемистость двигателя ухудшаться, так как при $\pi_k = \text{idem}$ уменьшается отношение $L_{k \max} / u_{k \max}^2$ и увеличивается диапазон изменения частоты вращения на переходных режимах.

Выбор величины $u_{k \max}$ может оказаться на динамических качествах двигателя и в других отношениях. В частности, применение высоких окружных скоростей в турбокомпрессоре сопряжено с получением несколько худших к. п. д. на дроссельных режимах, что противодействует улучшению приемистости, повышая уровень $T_{\text{г.у}}^*$ на дроссельных режимах. С другой стороны, свойственное высокоскоростным компрессорам более быстрое уменьшение расхода воздуха при снижении частоты вращения может привести к повышению $n_{\text{м.г.}}$, сокращению Δn , что несколько скомпенсирует ухудшение динамических качеств. В целом влияние уровня окружной скорости в турбокомпрессоре ТРД на его приемистость оказывается весьма сложным.

Глава IV

ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ДВУХВАЛЬНЫХ, ДВУХКОНТУРНЫХ ТРД И ТУРБОВИНТОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Динамические процессы в двухвальных ТРД и в двухконтурных двигателях (которые в большинстве случаев также имеют двухвальную или даже трехвальную конструкцию) существенно отличаются от процессов разгона или сброса оборотов одновального ТРД. В многовальных двигателях эти процессы протекают значительно сложнее из-за наличия нескольких механически не связанных роторов, вращающихся с разной частотой вращения и между которыми существует только газодинамическая связь. Как указывалось в разд. 1.2, число степеней свободы при переходном процессе в многовальном двигателе возрастает, если началу рассматриваемого переходного процесса предшествовал не установившийся режим, а другой переходный режим (например, при «встречной» приемистости после сброса оборотов). В этом случае протекание переходного процесса определяется не только связями между определяющими параметрами, осуществляемыми системой регулирования (см. выражение 1.24), но и начальным сочетанием частот вращения роторов, которое заранее неизвестно. Поэтому в многовальных двигателях подобную последовательность переходных процессов необходимо рассматривать в целом от одного установившегося режима до другого. Это относится как к расчетным, так и к экспериментальным исследованиям динамики многовальных двигателей. Расчет и анализ особенностей переходных процессов в многовальных двигателях оказываются более сложными, чем в одновальном ТРД.

4.1. ДВУХВАЛЬНЫЙ ОДНОКОНТУРНЫЙ ТРД

Уравнение движения ротора одновального ТРД (3.2) применимо к каждому из роторов двухвального ТРД в отдельности, а время их раскрутки может быть найдено интегрированием этого уравнения [см. формулу (3.3)] в собственном диапазоне изменения частот вращения при известных моментах инерции роторов. Однако при определении избыточной мощности турбин роторов, входящей в уравнение движения, должно быть учтено их газодинамическое взаимодействие, сущность которого объяснена ниже.

4.1.1. Коэффициент динамичности роторов

Рассмотрим факторы, определяющие динамичность роторов двухвального ТРД, а именно: диапазоны изменения частот вращения при разгоне, моменты инерции роторов и мощности турбин низкого и высокого давления.

Характерным свойством двухвальных ТРД является разная частота вращения роторов. Это так называемое «скольжение» роторов, которое можно характеризовать коэффициентом скольжения S , представляющим собой отношение частот вращения роторов высокого и низкого давлений, т. е.

$$S = n_{\text{в.д}} / n_{\text{н.д}}$$

Величина скольжения роторов двухвального ТРД на максимальном режиме S_{\max} зависит от выбора соотношения работ сжатия и окружных скоростей в компрессорах и от некоторых других факторов, в частности, от геометрических соотношений, характеризующих форму проточной части компрессора и турбины двигателя [14]. Эти факторы сказываются, например, на числе ступеней турбин роторов высокого и низкого давлений. У выполненных двухвальных ТРД применяются двух- и трехступенчатые турбины ($z_t = 1 + 1$ и $z_t = 1 + 2$). Первый случай соответствует относительно меньшей доле общей работы сжатия и высокой частоте вращения ротора низкого давления. Второй — относительно большей доле работы сжатия и пониженной частоте вращения ротора низкого давления.

Если провести согласование каскадов компрессоров и турбин двухвальных ТРД с двухступенчатыми и трехступенчатыми турбинами в соответствии с обобщенными рекомендациями, приведенными в работе [14], то получаются значения коэффициента скольжения и отношения мощностей турбин роторов высокого и низкого давления на максимальном режиме (табл. 4.1), достаточно близкие к наблюдающимся на практике.

Таблица 4.1

Параметр	Тип двигателя	ТРД $z_t = 1 + 1$ $\pi_k^* = 9 \div 14$ $T_g = 1150 \div 1450 \text{ К}$	ТРД $z_t = 1 + 2$ $\pi_k^* = 13$ $T_g = 1250 \text{ К}$
$S_{\max} = n_{\text{в.д}} / n_{\text{н.д}}$		1,05—1,2	1,2—1,35
$N_{\text{т.в}} / N_{\text{т.н}}$		1,15—1,5	0,7—0,9

При дросселировании двухвального ТРД скольжение роторов увеличивается, что является органическим свойством этого типа двигателя [14]. Отношение частот вращения роторов может воз-

расти на режиме малого газа до значений $S = 2,2 \div 2,5$ и выше. Это приводит к тому, что относительная частота вращения на режиме малого газа у ротора низкого давления намного меньше, чем у ротора высокого давления (см. разд. 2.3).

Отношение максимальных мощностей турбинных каскадов $(N_{\text{т.в}} / N_{\text{т.н}})_{\max}$ существенно зависит от типа применяемой турбины и при использовании трехступенчатой турбины становится меньше единицы.

Перераспределение мощностей по каскадам изменяет соотношение между моментами инерции роторов двухвального ТРД. При двухступенчатой турбине отношение моментов инерции $I_{\text{з.в.д}} / I_{\text{з.н.д}}$ может быть близким к единице или несколько превышать ее. При трехступенчатой турбине момент инерции ротора низкого давления становится относительно большим.

Чтобы оценить влияние всех рассмотренных параметров в целом, в первом приближении можно рассмотреть процесс разгона каждого из роторов двухвального ТРД без их взаимного влияния друг на друга. При этом условии время раскрутки каждого из роторов в одинаковом диапазоне изменения относительной частоты вращения $\Delta \bar{n} = \frac{n_{\max} - n}{n_{\max}} = \text{idem}$ будет пропорционально (так же, как и у одновального ТРД) коэффициенту динамичности роторов (см. подразд. 3.2.3):

$$\frac{K_{\text{т.в.д}}}{K_{\text{т.н.д}}} = \frac{I_{\text{з.в.д}}}{I_{\text{з.н.д}}} \frac{N_{\text{т.н.д}} \max}{N_{\text{т.в.д}} \max} \left(\frac{n_{\text{в.д}} \max}{n_{\text{н.д}} \max} \right)^2. \quad (4.1)$$

Оценивая приближенно коэффициенты динамичности роторов двухвальных ТРД, можно отметить, что отношение (4.1) у ТРД с двухступенчатой турбиной меньше единицы, а у ТРД с трехступенчатой турбиной несколько превышает ее. Абсолютные значения K_t у каждого из роторов двухвальных ТРД лежат в пределах 0,4—0,8 с, как у одновальных ТРД (см. подразд. 3.2.3).

Итак, исходные динамические свойства ротора низкого давления двухвального ТРД, определенные по параметрам на максимальном режиме, или лучше динамических свойств ротора высокого давления ($z_t = 1 + 2$), или несколько хуже их ($z_t = 1 + 1$).

Однако при разгоне роторы двухвального ТРД оказываются в разном положении из-за большого различия их начальных относительных частот вращения на режиме малого газа. Кроме того, мощность турбины низкого давления на этих режимах снижается в большей степени.

При сверхкритическом перепаде давления в реактивном сопле (т. е. при относительно больших частотах вращения) отношение мощностей турбин роторов двухвального ТРД в процессе разгона примерно равно отношению их мощностей на максимальном режиме, рассмотренном ранее. На пониженных частотах вращения при докритических перепадах в реактивном сопле двигателя доля мощности турбины низкого давления начинает снижаться вслед-

ствие уменьшения $\pi_{t,n}$, и динамические свойства первого ротора ухудшаются.

Следовательно, часто наблюдающийся на практике более длительный разгон ротора низкого давления, чем ротора высокого давления, объясняется главным образом большой разницей между начальными частотами вращения этих роторов и уменьшением относительной мощности турбины низкого давления при пониженных частотах вращения.

4.1.2. Скольжение роторов при разгоне и сбросе оборотов

На рис. 4.1 показано изменение относительной частоты вращения роторов двухвального ТРД в процессе разгона. Время разгона ротора низкого давления несколько больше времени разгона ротора высокого давления.

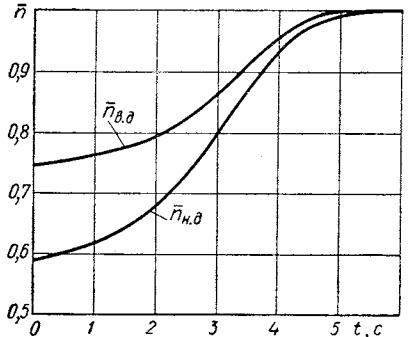


Рис. 4.1. Типичное изменение относительной частоты вращения ротора двухвального ТРД при разгоне

Такой характер нарастания частот вращения роторов двухвального ТРД приводит к тому, что скольжение роторов при разгоне отличается от скольжения на установившихся режимах (рис. 4.2). Вместо плавного уменьшения скольжения при росте частоты вращения оно при разгоне вначале изменяется замедленно и лишь постепенно уменьшается до нужной величины на максимальном режиме.

Изменение скольжения, связанное с замедленным разгоном ротора низкого давления, приводит к увеличению запаса устойчивости его компрессора, что позволяет увеличить температуру газов и сократить общее время приемистости двухвального ТРД. Это свойство двухвального ТРД следует из уравнения баланса расхода через компрессор низкого давления и первый сопловой аппарат турбины:

$$G_0 = \text{const} \cdot \pi_{k,n} \pi_{k,v} \sqrt{T_{bx}^* / T_g^*} \quad (4.2)$$

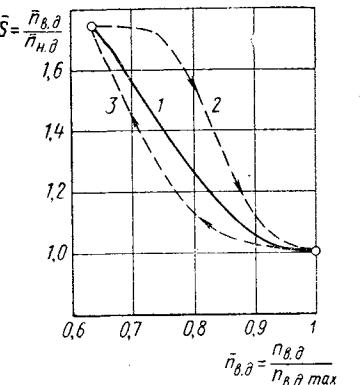


Рис. 4.2. Скольжение роторов двухвального ТРД при «тяжелом» роторе низкого давления:
1 — установившиеся дроссельные режимы; 2 — разгон; 3 — сброс оборотов

Запас устойчивости компрессора низкого давления ($\Delta K_{y,n}$) определяется величиной отношения $G_0/\pi_{k,n}$, которое из уравнения (4.2) выражается в виде:

$$\frac{G_0}{\pi_{k,n}} = \text{const} \cdot \pi_{k,v} \sqrt{\frac{T_{bx}}{T_g^*}} \quad (4.3)$$

Если ротор высокого давления разгоняется быстрее и скольжение увеличивается по сравнению с соответствующим установившимся режимом, то $\pi_{k,v}$ в выражении (4.3) растет быстрее $\pi_{k,n}$ и отношение $G_0/\pi_{k,n}$ на входе в первый компрессор при данном $n_{h,d}$, растет, увеличивая запас его устойчивости. Сохраняя тот же запас устойчивости компрессора низкого давления при разгоне, можно увеличить согласно (4.3) температуру газов T_g^* .

При быстром сбросе оборотов двухвального ТРД, как правило, наблюдаются противоположные явления, которые удобно объяснить для случая, когда величины коэффициентов динамичности роторов близки, т. е. $K_{t,v,d}/K_{t,n,d} \approx 1$. Поскольку сброс оборотов начинается при одинаковых начальных относительных частотах вращения ($n_{h,d \max} = n_{v,d \max} = 1$), относительное замедление роторов dn/dt в начальный период должно быть обратно пропорциональным значениям их коэффициентов динамичности, т. е. примерно одинаковым. В этом случае скольжение роторов в начале сброса оборотов не будет сильно изменяться. Чтобы скольжение при сбросе оборотов нарастало так же, как на дроссельных установившихся режимах, коэффициент динамичности (момент инерции) роста низкого давления должен быть существенно ниже, чем K_t ротора высокого давления, что принципиально возможно, но редко наблюдается на практике. Поэтому нарастание скольжения роторов во время сброса оборотов при относительно «тяжелом» роторе низкого давления происходит более медленно, чем на равновесных установившихся режимах при уменьшении частот вращения (см. рис. 4.2).

Относительно более медленное снижение частоты вращения ротора низкого давления при сбросе оборотов приводит к тому, что $\pi_{k,v}$ в каскаде высокого давления снижается быстрее, чем $\pi_{k,n}$ в каскаде низкого давления по сравнению с их значениями на установившихся дроссельных режимах. Это может привести согласно уравнению (4.3) к недопустимому уменьшению запаса устойчивости компрессора низкого давления, особенно при относительно большом коэффициенте динамичности его. Такая особенность может оказаться дополнительным фактором, ограничивающим скорость уменьшения подачи топлива при сбросе оборотов, и должна учитываться при проектировании системы автоматического регулирования.

4.1.3. Газодинамическое взаимодействие роторов на переходных режимах

Для объяснения газодинамического взаимодействия роторов двухвального ТРД на переходных режимах используем прием, примененный в разд. 3.1 в приближенном методе расчета разгона одновального ТРД, а именно: сравнение неустановившихся и установившихся режимов при одинаковом π_k .

Так же, как и в одновальном ТРД, в двухвальном ТРД степени понижения давления в турбинах являются функцией только суммарной степени повышения давления в двигателе π_Σ , или при $M_n = \text{const}$, $\sigma_{\text{вх}} = \text{const}$ — функцией π_k как на установившихся, так и на неустановившихся режимах, т. е. $\pi_{\text{т. в}} = f(\pi_\Sigma)$; $\pi_{\text{т. н}} = f(\pi_\Sigma)$. Полагая приближенно при $\eta_{\text{т. в. р}} \approx \eta_{\text{т. в. у}}$; $\eta_{\text{т. н. р}} \approx \eta_{\text{т. н. у}}$, получим, что отношение мощностей на неустановившихся режимах при $\pi_k = \text{idem}$ не изменяется $(N_{\text{т. н. р}}/N_{\text{т. в. р}}) \approx (N_{\text{т. н. у}}/N_{\text{т. в. у}})$. Несмотря на сохранение при разгоне (и при сбросе оборотов) отношения мощностей каскадов турбин постоянным при $\pi_k = \text{idem}$, отношение их избыточных мощностей изменяется из-за того, что изменяются мощности, потребляемые соответствующими каскадами компрессора, вследствие переменного скольжения. Если при разгоне ротор высокого давления опережает ротор низкого давления, то при $\pi_{\text{кр. р}} = \pi_{\text{к. у}}$, $\pi_{\text{к. в. р}} > \pi_{\text{к. в. у}}$, а $\pi_{\text{к. н. р}} < \pi_{\text{к. н. у}}$, и относительная величина мощности, потребляемой компрессором высокого давления, возрастает, в то время как отношение мощностей турбин сохраняется. В результате отстающий ротор низкого давления замедляет разгон ротора высокого давления, отбирая часть общей мощности турбины, и наоборот, быстрее разгоняющийся ротор высокого давления ускоряет вращение отстающего ротора низкого давления посредством увеличения мощности его турбины, зависящей от общего π_k всего компрессора. Такое взаимодействие роторов уменьшает рассогласование их частот вращения при разгоне или сбросе оборотов и сближает их динамические характеристики.

При расчете переходных режимов двухвальных ТРД приходится применять методы совместного интегрирования уравнений разгона обоих роторов с учетом их газодинамического взаимодействия.

4.1.4. Особенности работы двухкаскадных компрессоров на переходных режимах

Анализ динамических свойств двухвальных ТРД показывает, что ротор высокого давления (внутренний) может рассматриваться в первом приближении как обычный ТРД. При этом линии разгона и сброса на характеристике компрессора высокого давления проходят точно таким же образом, как и на характеристике компрессора одновального ТРД (рис. 4.3). При приемистости линии разгона проходят выше линии рабочих режимов, а при сбросе — ниже.

Поэтому все рассуждения и подходы к оценке динамических свойств одновального ТРД применимы и к внутреннему ротору турбокомпрессора.

На характеристике компрессора низкого давления линия разгона может проходить по-разному в зависимости от соотношения скоростей набора частоты вращения роторов высокого и низкого давления, а также от вида напорной характеристики компрессора высокого давления. Так, в начальный момент разгона, когда роторы еще сохраняют исходное значение скольжения на установив-

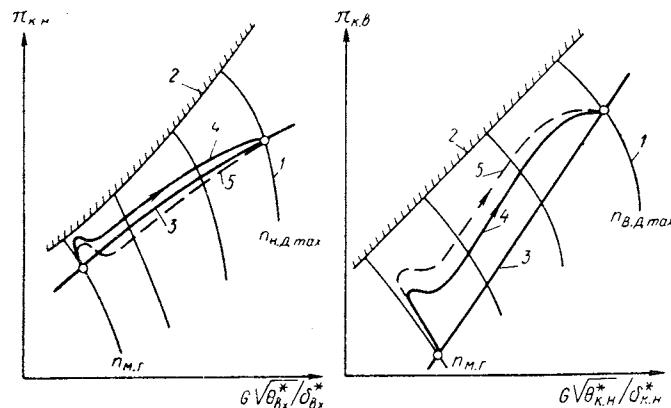


Рис. 4.3. Линии разгона двухвального ТРД на характеристиках компрессоров при обычном разгоне от малого газа:

1 — линия $\pi_0 = \text{const}$; 2 — граница помпажа; 3 — линия рабочих режимов; 4 — линия замедленного разгона; 5 — линия ускоренного разгона

шемсяся режиме, линия разгона на характеристике компрессора низкого давления смещена вверх от линии установившихся режимов (см. рис. 4.2). Характер дальнейшего протекания линии разгона на характеристике компрессора низкого давления будет зависеть от степени изменения скольжения роторов и формы напорных линий $n_0 = \text{const}$ характеристики компрессора высокого давления. Изменение при этом запаса устойчивой работы компрессора низкого давления может быть оценено с помощью следующего уравнения:

$$(\Delta K_y)_{n, d} = -g_{v, d} \Delta S + \frac{(K_y)_{p, v, d}}{1 - q_{v, d}}, \quad (4.4)$$

где $g_{v, d} = \frac{\partial G}{\partial p_{v, d, 0}}$ — коэффициент влияния частоты вращения компрессора высокого давления на его производительность при $\pi_k/G_0 = \text{const}$; ΔS — изменение скольжения роторов на переходном режиме по сравнению со стационарным режимом при $n_{n, d, 0} = \text{idem}$;

$(K_{y,p})_{v,d}$ — часть запаса устойчивой работы компрессора высокого давления, используемая при приемистости *;

$q_{v,d} = \partial \pi_{k,v} / \partial G_0$ — коэффициент, определяющий наклон напорной характеристики компрессора высокого давления $n_0 = \text{const}$.

На рис. 4.3 показаны возможные линии разгона на характеристике компрессора для двух крайних случаев: когда преобладает изменение $(K_{y,p})_{v,d} / (1 - q_{v,d})$ (кривая 4) и когда преобладает изменение

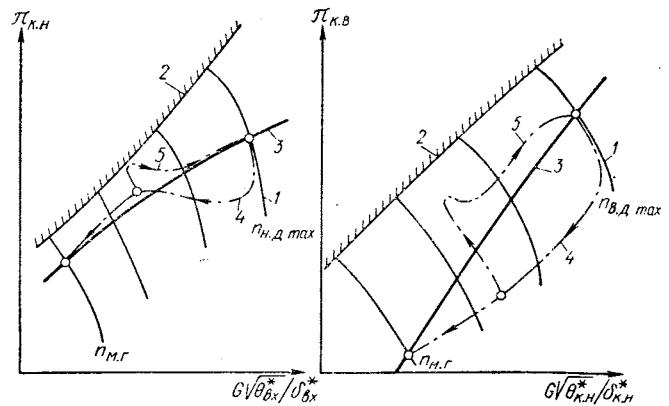


Рис. 4.4. Линии неустановившихся режимов двухвального ТРД на характеристиках компрессоров:

1, 2, 3 — по рис. 4.3; 4 — при сбросе газа; 5 — при встречной приемистости

изменение $g_{v,d} \Delta S$ (кривая 5). При определенном согласовании параметров каскадов компрессора и программы регулирования двигателя линия режимов работы в процессе приемистости на характеристике КНД может совпадать с линией рабочих режимов за исключением начального момента времени. Поэтому критическим для сохранения устойчивости компрессора низкого давления является начальный момент приемистости.

В процессе сброса газа линия режимов протекает на характеристике компрессора высокого давления таким же образом, как и у одновального ТРД (рис. 4.4). На характеристике компрессора низкого давления линия режимов сброса первоначально отклоняется таким же образом, как и на характеристике компрессора высокого давления. Однако на средних и малых частотах вращения линия режимов при сбросе приближается к границе помпажа, пересекая линию установленных режимов, под влиянием уменьшения

* Эта величина определяется отношением комплекса параметров (π_k/G_0) на линии разгона (p) и на линии установленных режимов (y):

$$K_{y,p} = (\pi_k/G_0)_p / (\pi_k/G_0)_y.$$

скольжения и других факторов, учитываемых выражением (4.4) для $(\Delta K_y)_{v,d}$, которое справедливо и для процесса сброса.

В связи с таким характером протекания линии режимов сброса возникает область режимов вблизи малого газа, в которой представляется достаточно опасным прервать процесс сброса и дать так называемую «встречную приемистость». Как видно из рис. 4.4 (кривая 5), в этом случае может быть полностью выбран запас устойчивой работы компрессора низкого давления и произойти потеря устойчивости. Режим встречной приемистости возможен в определенных ситуациях, в частности, при прекращении посадки самолета и уходе на второй круг, поэтому в системе регулирования двигателя должны быть предусмотрены специальные устройства, исключающие возможность потери устойчивости двухвального компрессора при встречной приемистости.

4.1.5. Коэффициент синхронности роторов двухвального ТРД

Значительные отклонения скольжения роторов при переходных процессах от величин скольжения роторов на установленных режимах, как было показано выше, могут приводить к снижению устойчивости компрессора. Система регулирования топливоподачи и управления реактивным соплом в определенных пределах может уменьшить рассогласование каскадов. Однако, как правило, мероприятия, внедряемые в систему регулирования, несколько замедляют переходные процессы. Поэтому в тех случаях, когда важно получить малые времена приемистости и сброса газа, необходимо иметь в виду и другие возможные решения. Одним из таких решений может служить согласование коэффициентов динамичности и диапазонов частот вращения роторов двигателя, позволяющее исключить большие отклонения скольжения роторов.

Развивая проведенное ранее сравнение коэффициентов динамичности роторов (4.1), введем понятие *коэффициента синхронности*, учитывающего дополнительно величины диапазонов раскрутки роторов:

$$K_c = \frac{K_{t,v,d}}{K_{t,n,d}} \frac{(\bar{n}_{m,g}^{-1})_{v,d} - 1}{(\bar{n}_{m,g}^{-1})_{n,d} - 1}. \quad (4.5)$$

Величина коэффициента синхронности определяется по существу отношением времен разгона роторов высокого и низкого давления, определенных при независимой раскрутке их по приближенной зависимости (3.20) при условии $\Delta \bar{N}_{t,cr}' = \text{idem}$.

Для того чтобы скольжение роторов не превышало заданных величин, необходимо, чтобы коэффициент синхронности был не меньше определенного значения, зависящего от величины $(K_{y,p})_{v,d}$ при разгоне, что подтверждается расчетными и статистическими данными по выполненным двигателям (рис. 4.5).

Теоретически для синхронной раскрутки обоих роторов в интересующем диапазоне частот вращения K_c должен быть близок к единице. При $K_c < 1$ ротор высокого давления при приемистости обгоняет ротор низкого давления ($\bar{S} = S_h/S_y > 1$) и при $K_c > 1$ ротор высокого давления отстает от ротора низкого давления. Однако согласование каскадов, обеспечивающее $K_c \approx 1$, обычно нежелательно в отношении других

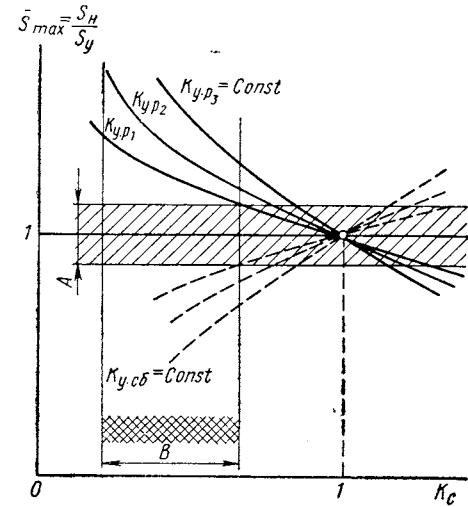


Рис. 4.5. Зависимость максимального отклонения скольжения на неустановившихся режимах от коэффициента синхронности роторов K_c :
A — зона нечувствительности; B — область значений для существующих двигателей; — — — — разгоны; — — — сбросы оборотов

менения скольжения роторов (см. рис. 4.5). В этом случае для характеристики интенсивности сброса оборотов вместо $(K_y, p)_v, d$ используется аналогичный ему по смыслу параметр $(K_y, sb)_v, d$.

Приведенные данные показывают, что задача получения хороших динамических качеств двухвального ТРД должна решаться комплексно уже на стадии создания двигателя: при выборе схемы роторов, распределении мощности по каскадам, выборе запасов устойчивости, и с учетом тягово-экономических показателей двигателя на эксплуатационных дроссельных режимах.

4.2. ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ДВУХКОНТУРНЫХ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двухконтурные двигатели в настоящее время создаются по трем основным схемам (рис. 4.6): схема «A» — двухвальный ТРДД с независимыми роторами вентилятора и компрессора; схема «B» —

двухвальный ТРДД с промежуточным компрессором низкого давления на роторе вентилятора; схема «В» — трехвальный ТРДД.

У современных ТРДД величина степени двухконтурности выбирается в очень широких пределах: $m = 0,2 \div 8$. Меньшие значения ($m = 0,2 \div 2,5$) характерны для сверхзвуковых ТРДД, снабженных форсажными камерами, большие ($m = 1 \div 8$) — для двигателей дозвуковых самолетов. В последнее время в литературе рассматриваются ТРДД с еще большими значениями m (10—15 и более). По ряду признаков (вентилятор с поворотными рабочими лопастями, редуктор, способы регулирования на дроссельных и переходных режимах, а также при реверсе тяги и др.) эти двигатели сближаются с турбовинтовыми и будут рассмотрены в следующем разделе.

Двигатели с малыми m (менее $2 \div 3$), как правило, делаются со смешением потоков перед реактивным соплом, а при большом m (более $2 \div 3$) — без смешения.

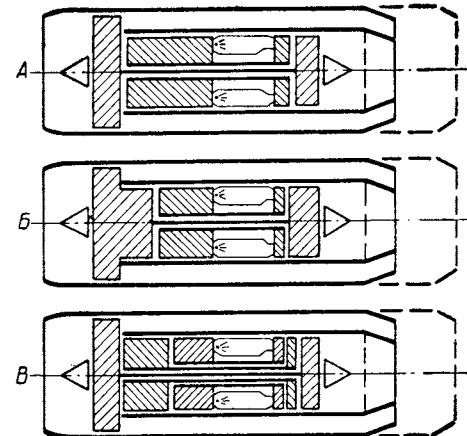


Рис. 4.6. Основные схемы многовальных двухконтурных ТРД:

— А — ТРДД с независимым ротором вентилятора;
— Б — ТРДД с промежуточным компрессором;
— В — трехвальный ТРДД;
— Г — ТРДД со смешением потоков перед соплом или форсажной камерой

4.2.1. Коэффициент динамичности роторов двухвального ТРДД

Рассмотрим наиболее простую с точки зрения анализа неустановившихся режимов схему «А». Для этой схемы отношение коэффициентов динамичности роторов вентилятора и компрессора выражается в виде

$$\frac{K_{t, K}}{K_{t, V}} = \frac{I_{zK}}{I_{zV}} \frac{(N_{t, V})_{\max}}{(N_{t, K})_{\max}} \left(\frac{n_{K \max}}{n_{V \max}} \right)^2. \quad (4.6)$$

Отношение моментов инерции зависит от параметров двигателя ($\pi_{V, K}, \pi_{V, K}^*, T_g^*, m$), определяющих соотношение между работами в каскадах компрессора и турбины и расходами воздуха в контурах, а также от особенностей конструктивного выполнения роторов. Если отвлечься от последнего фактора, влияние параметров на соотношение моментов инерции ТРДД можно проанализировать способом, рассмотренным ниже, в гл. VIII. Из выражения (8.23) имеем отношение моментов инерции в зависимости от сте-

пени двухконтурности, удельной эквивалентной работы сжатия в двигателе L_3 и удельной работы сжатия в вентиляторе L_B :

$$\frac{I_{zK}}{I_{zB}} = \frac{1}{bm+1} \left[\frac{L_3}{(m+1)L_B} - 1 \right]. \quad (4.7)$$

Отношение мощностей турбин при известных параметрах двигателя также легко определить:

$$\frac{N_{tK}}{N_{tB}} = \frac{1}{m+1} \left(\frac{L_{K\Sigma}}{L_B} - 1 \right) = \frac{1}{m+1} \left(\frac{\pi_{K\Sigma}^x - 1}{\pi_B^x - 1} \frac{\eta_B}{\eta_{K\Sigma}} - 1 \right), \quad (4.8)$$

где $x = (k-1)/k$.

Отношение частот вращения (скольжение) роторов зависит от основных параметров двигателя и большого числа факторов газодинамического, геометрического и прочностного характера. Оценим приближенно зависимость $S_{\max} = n_{K\max}/n_{B\max}$ от этих факторов, используя очевидное соотношение

$$S_{\max} = \frac{n_{K\max}}{n_{B\max}} = \frac{u_K}{u_B} \frac{D_B}{D_K} = \frac{u_K}{u_B} \sqrt{(m+1)\pi_B^{\frac{\beta+1}{2\beta}} \frac{(1-\bar{d}_K^2)q(\lambda_B)}{(1-\bar{d}_B^2)q(\lambda_{Bx})}}, \quad (4.9)$$

где u_K, u_B — окружные скорости на наружных диаметрах D_K, D_B колес первых ступеней компрессора и вентилятора;

\bar{d}_K, \bar{d}_B — относительные диаметры втулок этих колес; $q(\lambda_{Bx}), q(\lambda_B)$ — приведенные плотности тока на входе в компрессор и вентилятор соответственно;

β — показатель политропы сжатия воздуха в вентиляторе.

Выделим в выражении (4.9) группу параметров, относительно мало зависящую от степени двухконтурности:

$$\frac{u_K}{u_B} \sqrt{\frac{1-\bar{d}_K^2}{1-\bar{d}_B^2} \frac{q(\lambda_B)}{q(\lambda_{Bx})}} = K_n,$$

и приняв $\beta = 1,5$, получим

$$S_{\max} = \frac{n_{K\max}}{n_{B\max}} \approx K_n \pi_B^{0,42} \sqrt{m+1}. \quad (4.10)$$

Коэффициент пропорциональности K_n оценим по имеющимся статистическим данным, сравнивая скольжение роторов существующих ТРДД с расчетным по выражению (4.10) при $\pi_B = \pi_{B\text{opt}}$ (рис. 4.7) *. Величина $\pi_{B\text{opt}}$ здесь определяется согласно [11] при параметрах $\pi_{K\Sigma} = 20$ и $T_{g\max}^* = 1300$ К. Отношение мощностей турбин N_{tK}/N_{tB} несколько снижается с ростом m , а при $m > 4$ (ТРДД с раздельными потоками) практически остается постоянным. Отношение моментов инерции роторов I_{zK}/I_{zB} быстро уменьшается при увеличении m . Причины резкого возрастания момента инерции ротора вентилятора при больших m рассматриваются в гл. VIII. Несмотря на относительный рост частоты вращения

* На рис. 4.7 для сравнения нанесены точки для ТРДД схемы «Б».

шего приближенного анализа, полагая ее независящей от m . Необходимо отметить, что в ряде случаев величина K_n может сильно отличаться от принятого значения. Например, в малошумных ТРДД с низкой окружной скоростью вентилятора K_n может сильно возрастать.

Зависимости (4.7), (4.8) и (4.10) позволяют выразить отношение коэффициентов динамичности роторов ТРДД (4.6) в форме, удобной для анализа этой зависимости от параметров двигателя:

$$\frac{K_{tK}}{K_{tB}} \approx K_n^2 \frac{m+1}{bm+1} \pi_B^{0,84}. \quad (4.11)$$

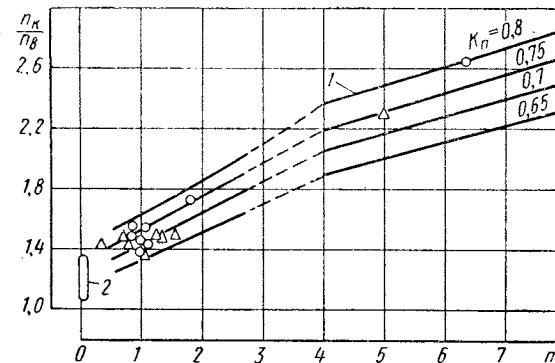


Рис. 4.7. Скольжение роторов двухконтурных двигателей на максимальном режиме в зависимости от m :

○ — ТРДД схемы «А»; Δ — ТРДД схемы «Б»; 1 — расчетные зависимости по формуле (4.10) при $\pi_B = \pi_{B\text{opt}}$; $m < 3$ — ТРДД с смещением потоков ($\pi_{K\Sigma} = 20, T_{g\max}^* = 1300$ К); $m > 4$ — ТРДД с раздельными соплами ($\pi_{K\Sigma} = 28, T_{g\max}^* = 1500$ К); 2 — двухвальные ТРД (см. табл. 4.1)

При выводе этой зависимости следует иметь в виду, что в выражениях (4.7) и (4.8) $L_3 = (m+1)L_B = L_{K\Sigma} - L_B = L_K$, тогда

$$\frac{I_{zK}}{I_{zB}} \frac{N_{tB\max}}{N_{tK\max}} = \frac{1}{bm+1}.$$

На рис. 4.8 показаны результаты расчетной оценки отношения K_{tK}/K_{tB} по зависимости (4.11) для ТРДД, отличающихся степенью двухконтурности и оптимальной степенью повышения давления в вентиляторе $\pi_{B\text{opt}}$ при одинаковых параметрах термодинамического цикла ($\pi_{K\Sigma} = 28; T_{g\max}^* = 1500$ К). Отношение мощностей турбин N_{tK}/N_{tB} несколько снижается с ростом m , а при $m > 4$ (ТРДД с раздельными потоками) практически остается постоянным. Отношение моментов инерции роторов I_{zK}/I_{zB} быстро уменьшается при увеличении m . Причины резкого возрастания момента инерции ротора вентилятора при больших m рассматриваются в гл. VIII. Несмотря на относительный рост частоты вращения

ротора компрессора при увеличении m (см. рис. 4.7), более быстрое уменьшение его момента инерции приводит к тому, что отношение коэффициентов динамичности роторов ТРДД K_{t_k}/K_{t_B} снижается. Таким образом, при большой степени двухконтурности ротор компрессора становится все более динамичным, что способствует, как будет показано ниже, сокращению времени приемистости.

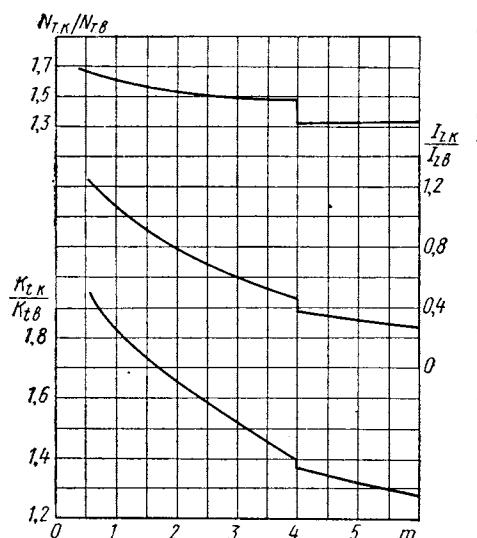


Рис. 4.8. Зависимость отношений мощностей турбин, моментов инерции и коэффициентов динамичности роторов ТРДД от степени двухконтурности ($\pi_{k\Sigma} = 28$, $T_g^* \max = 1500$ К, $b = 0,6$).

$m \leq 4$ — смещение потоков перед соплом ($p_t^* = p_c^* II$); $m \geq 4$ — раздельное истечение потоков

Частоту вращения ротора вентилятора можно оценить следующим образом:

$$n_{b \max} = \frac{u_B}{\pi D_B} = u_B \sqrt{\frac{m_{kp} (1 - \bar{d}_B^2)}{4\pi (m+1)} \frac{p_{bx}^*}{\sqrt{T_{bx}^*}} \frac{q(\lambda_{bx})}{G_I}} ,$$

где m_{kp} — коэффициент в выражении расхода газа

$$G = m_{kp} F_q(\lambda) p^* / \sqrt{T}.$$

Выделим здесь группу параметров, не связанных непосредственно с размерами двигателя:

$$K_{n_B} = u_B \sqrt{\frac{m_{kp}}{4\pi} (1 - \bar{d}_B^2) \frac{p_{bx}^*}{\sqrt{T_{bx}^*}}} .$$

Тогда

$$n_{b \max} = \frac{K_{n_B}}{\sqrt{(m+1) G_I}} . \quad (4.14)$$

У большого числа выполненных ТРДД с общим расходом воздуха $G_B \approx 100 \div 700$ кг/с и $m = 0,65 \div 5$ коэффициент пропорциональности K_{n_B} изменяется в сравнительно узких пределах:

$$K_{n_B} = (1400 \div 1800) \text{ кг}^{0,5} / \text{с}^{1,5}.$$

Для дальнейшего анализа выберем среднее значение $K_{n_B} \approx 1600$.

Используя выражения (4.12), (4.13), (4.14), получим

$$K_{t_B} \approx 4\pi^2 K_{n_B}^2 \frac{bm+1}{m+1} \eta_B \frac{\bar{I}_{z19}}{L_9} . \quad (4.15)$$

Здесь \bar{I}_{z19} , $L_9 = f(\pi_9) = f'(\pi_{k\Sigma}, \pi_B, m)$ — см. гл. VIII.

Перемножив выражения (4.15) и (4.11), найдем зависимость коэффициента динамичности ротора компрессора от параметров ТРДД:

$$K_{t_k} \approx 4\pi^2 K_{n_B}^2 K_{t_B}^2 \pi_B^{0,84} \eta_B \frac{\bar{I}_{z19}}{L_9} \eta_m . \quad (4.16)$$

Проанализируем полученные выражения на примере рассмотренной ранее группы ТРДД с $m = \text{var}$ и $\pi_{k\Sigma} = \text{const}$, $T_g^* \max = \text{const}$ (рис. 4.9). При расчетах по выражениям (4.15) и (4.16) величины $\bar{I}_{z19} = f(\pi_9)$ получены приближенно путем экстраполяции графика на рис. 8.12 с приведением значений \bar{I}_{z19} к уровню 1972 года по зависимости на рис. 8.8.

Коэффициент динамичности ротора компрессора K_{t_k} быстро уменьшается от $\approx 1,2$ с до $\approx 0,75$ с при увеличении m от 1 до 6. В то же время коэффициент динамичности ротора вентилятора слабо зависит от m , несколько уменьшаясь при росте m в области низких степеней двухконтурности ($K_{t_B} \approx 0,6 \div 0,7$ с). Последний результат находится в кажущемся противоречии с отмеченным ранее быстрым ростом момента инерции ротора вентилятора при увеличении m .

Для разъяснения полученных результатов рассмотрим изменение в зависимости от m моментов инерции, мощностей турбин и частот вращения роторов двигателей, имеющих одинаковую пропускную способность внутреннего контура, т. е. $G_I = \text{idem}$ (рис. 4.10). Все параметры отнесены к соответствующим величинам при $m = 1$.

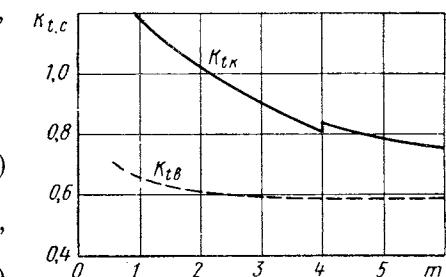


Рис. 4.9. Зависимость коэффициентов динамичности роторов вентилятора и компрессора ТРДД от степени двухконтурности (условия расчета по рис. 4.8)

Мощности турбин мало изменяются при увеличении m . Это объясняется тем, что при увеличении общего расхода воздуха через вентилятор $G_I + G_{II}$, пропорциональное $(m + 1)$, удельная работа сжатия в нем падает из-за уменьшения оптимальных значений $\pi_{v, opt}$, в результате чего возрастание мощности турбины вентилятора оказывается небольшим. Мощность турбины компрессора несколько увеличивается на больших m из-за увеличения доли работы сжатия в нем при снижении $\pi_{v, opt}$ и $\pi_{k, \Sigma} = \text{const}$. Аналогично $N_{T, k}$ слабо изменяется и момент инерции ротора компрессора. Сильное уменьшение коэффициента динамичности ротора компрессора при росте m объясняется главным образом уменьшением его частоты вращения ротора n_k , которое согласно выражениям (4.10) и (4.14) зависит при $G_I = \text{idem}$ только от степени повышения давления в вентиляторе:

$$n_{k, \max} \approx K_n K_{n, v} \pi_{v, opt}^{0,42} / V G_I. \quad (4.17)$$

Рост m и снижение $\pi_{v, opt}$ приводят к увеличению приведенного расхода воздуха перед компрессором при $G_I = \text{idem}$, т. е. к увеличению его размеров и снижению $n_{k, \max}$ при $n_k \approx \text{const}$.

У ротора вентилятора сильное возрастание его момента инерции при увеличении m полностью компенсируется главным образом быстрым снижением частоты вращения $n_{v, \max}$ (4.14) в результате увеличения диаметра вентилятора при $\pi_{v, opt} \approx \text{idem}$ и $G_I = \text{idem}$ и некоторым ростом мощности турбины.

В целом проведенная оценка свидетельствует об улучшении динамических качеств ТРДД при увеличении степени двухконтурности, что является главным образом следствием уменьшения частоты вращения роторов на максимальном режиме, а также и абсолютного диапазона ее изменения Δn_v и Δn_k при разгоне двигателя. При увеличении m в рассмотренных пределах улучшается син-

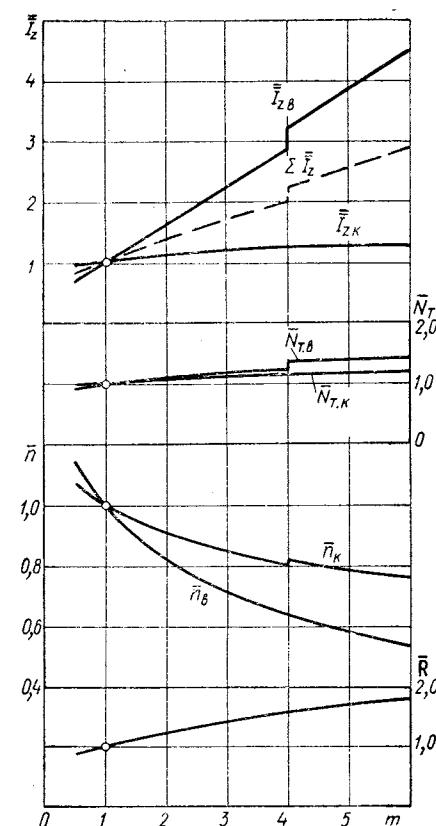


Рис. 4.10. Зависимость моментов инерции, мощностей турбин, частот вращения роторов и тяги ТРДД от степени двухконтурности; $G_I = \text{idem}$ (условия расчета по рис. 4.8)

хронность роторов вследствие сближения их коэффициентов динамичности.

Условие $G_I = \text{idem}$, принятое при сравнении ТРДД, приводит к росту общей тяги двигателя с увеличением m , что следует учитывать при рассмотрении зависимостей, приведенных на рис. 4.10. Однако полученные ранее связи (см. рис. 4.8, 4.9 и др.) справедливы при разных исходных уровнях тяги ТРДД, если не учитывать влияния абсолютного размера двигателя на удельный момент инерции $I_{z, 1}$ (см. гл. VIII).

Проведенный анализ динамических свойств двухвальных ТРДД основывался на ряде упрощающих предположений и поэтому полученные зависимости следует расценивать как качественное выражение основных тенденций. Динамические свойства конкретных двигателей из-за особенностей конструкции роторов, влияющих на их моменты инерции, могут заметно отклоняться от указанных общих тенденций. Один из возможных примеров рассматривается в следующем разделе.

4.2.2. Взаимодействие роторов двухвального ТРДД при разгоне

При переходных процессах взаимодействие роторов в ТРДД оказывается более сложным, чем в двухвальном ТРД*. Наряду с газодинамическим взаимодействием каскадов компрессоров и турбин по тракту внутреннего контура, аналогичным их взаимодействию в двухвальном ТРД, в ТРДД добавляется влияние переменной степени двухконтурности, а в ТРДД со смещением потоков — влияние степени повышения давления за вентилятором на противодавление за его турбиной.

Взаимодействие роторов рассмотрим на примере ТРДД со смещением потоков, имеющего следующие основные параметры на максимальном взлетном режиме: $m = 0,5$; $T_g^* = 1600 \text{ K}$; $\pi_{k, \Sigma} = 24$. Степень повышения давления в вентиляторе π_v была выбрана равной 3,7 из условия равенства полных давлений на выходе из контуров перед камерой смещения.

Для выявления влияния конструктивного совершенства роторов двигателя на приемистость двигателя и взаимодействие роторов соотношение моментов инерции роторов изменилось в четыре раза: $I_{z, b} / I_{z, k} = 0,75; 1,5; 3,0$, а также изменился общий удельный момент инерции в пределах $\bar{I}_{z, 1} = I_{z, 1} / G_I^2 = = (4 \div 8) \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^2 / \text{кг}$. Рабочие точки на характеристиках компрессора и вентилятора на максимальном установившемся режиме выбирались условно при запасе устойчивости $\Delta K_y = 20\%$. Процессы разгона во всех случаях рассчитывались при условии сохранения запаса устойчивости $\Delta K_{y, k} = 7,5\%$ вдоль границы помпажа компрессора, а при больших n_k — вдоль линии $T_g^* \text{ при } n_{k, \max} = \text{const}$.

Результаты определения времени приемистости по тяге от $R_{m, 1} = 0,06 R_{\max}$ до $R = 0,95 R_{\max}$ показаны на рис. 4.11.

* Этот и следующий разделы написаны совместно с Л. Н. Дружининым и Л. И. Швецом.

Время приемистости при заданном отношении I_{z_B}/I_{z_K} прямо пропорционально общему моменту инерции I_{z_1} *. Увеличение отношения I_{z_B}/I_{z_K} (т. е. относительное облегчение ротора компрессора) при $I_{z_1} = \text{idem}$ снижает время приемистости, причем относительный характер влияния параметра I_{z_B}/I_{z_K} сохраняется при любом уровне общего момента инерции I_{z_1} .

Справедлива следующая обобщенная функциональная зависимость $t_{\text{пр}}$ от параметров I_{z_1} и I_{z_B}/I_{z_K} при заданных параметрах и

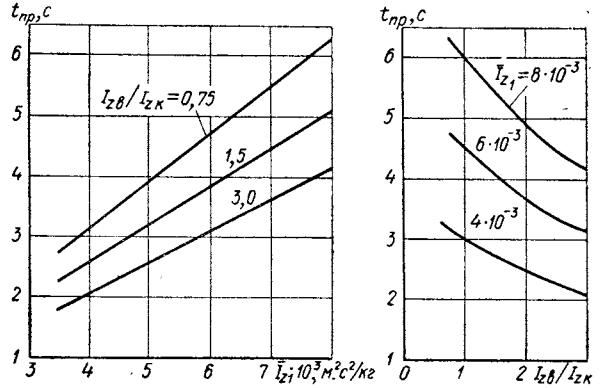


Рис. 4.11. Время приемистости ТРДД со смешением потоков в зависимости от общего удельного момента инерции и отношения моментов инерции роторов вентилятора и компрессора

размерах двигателя, характеристиках его элементов и при идентичном законе регулирования в зависимости от какого-нибудь определяющего внутридвигательного параметра [см., например, зависимость (1.24)]:

$$t_{\text{пр}} = I_{z_1} f(I_{z_B}/I_{z_K}), \quad (4.18)$$

где вид функции $f(I_{z_B}/I_{z_K})$ не зависит от величины I_{z_1} . Справедливость этой зависимости становится очевидной из сравнения выражений для времени раскрутки роторов вентилятора и компрессора:

$$t_B = 4\pi^2 I_z \bar{t}_B \int_{n_{B_1}}^{n_{B_2}} \frac{n_B dn_B}{\Delta N_{T.B}}; \quad \bar{t}_B = \frac{I_{z_B}}{I_{z_K}} \left(1 + \frac{I_{z_B}}{I_{z_K}} \right);$$

$$t_K = 4\pi^2 I_z \bar{t}_K \int_{n_{K_1}}^{n_{K_2}} \frac{n_K dn_K}{\Delta N_{T.K}}; \quad \bar{t}_K = 1 \left(1 + \frac{I_{z_B}}{I_{z_K}} \right).$$

* Чтобы отвлечься от абсолютного размера двигателя, целесообразно применять удельный момент инерции $\bar{I}_{z_1} = I_z/GI$, как это сделано на рис. 4.11 и изложено в гл. VIII.

Оба выражения содержат в виде множителя общий момент инерции роторов I_z , а параметр I_{z_B}/I_{z_K} влияет на t_B и t_K по-разному, но не зависито от параметра I_z . Поэтому взаимодействие роторов при разгоне и изменение относительных или приведенных параметров (таких как относительное скольжение, степень двухконтурности, π_B , π_{K2} , $\Delta \bar{N}_{T.B}$, $\Delta \bar{N}_{T.K}$ и т. п.) по другому приведенному параметру (например, по частоте вращения n_{K0}) будут зависеть только от соотношения моментов инерции роторов I_{z_B}/I_{z_K} и не будет зависеть от величины общего удельного момента инерции \bar{I}_{z_1} . В то же время величина \bar{I}_{z_1} определяет масштаб времени переходных процессов двухвального ТРДД. Это позволяет, имея зависимость типа, показанных на рис. 4.11, проанализировать переходный процесс рассматриваемого двигателя при любом конкретном сочетании моментов инерции роторов I_{z_B} и I_{z_K} , отвлекаясь от их абсолютной величины. Очевидно, зависимость (4.18) справедлива и для двухвального ТРДД. Для трехвального ТРДД с заданными характеристиками элементов аналогичная функциональная зависимость записывается в виде

$$t_{\text{пр}} = \bar{I}_{z_1} f(I_{z_B}/I_{z_B.d}, I_{z_K.d}/I_{z_B.d}). \quad (4.19)$$

Рассмотренная особенность оказывается достаточно общей и справедливой как для ТРДД со смешением потоков перед соплом, так и для двухконтурного двигателя с раздельными соплами.

Зависимости (4.18) и (4.19) справедливы для анализа приемистости конкретных многовальных ТРДД, у которых заданы характеристики элементов и выбрана форма проточной части, а момент инерции роторов изменяется путем изменения конструкции, материалов и т. д. Для более общего сравнительного анализа взаимодействия роторов многовальных двигателей различной конструкции целесообразно рассматривать отношения характеристических комплексных параметров — коэффициентов динаминости и синхронности роторов, — как это было сделано выше.

Учитывая сказанное, дальнейший анализ взаимодействия роторов рассматриваемого двухвального ТРДД проведем при $\bar{I}_{z_1} = \text{const}$.

На рис. 4.12 показано изменение тяги при разгоне ТРДД при различном соотношении моментов инерции роторов. Обращает на себя внимание, что очень большое (четырехкратное) изменение параметра I_{z_B}/I_{z_K} изменяет время приемистости всего в полтора раза. Это несоответствие объясняется особенностями взаимодействия роторов.

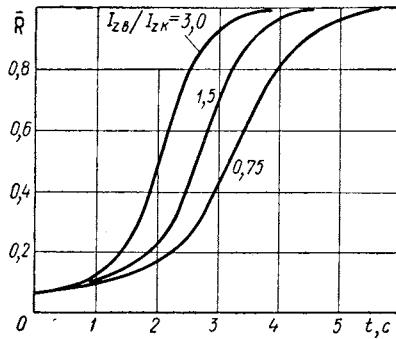


Рис. 4.12. Изменение тяги двигателя в процессе приемистости: $(\bar{I}_{z_1} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{с}^2/\text{кг})$

ствия роторов ТРДД со смешением потоков, которые рассматриваются ниже.

На рис. 4.13 показано скольжение роторов ТРДД при разгоне. При «тяжелом» роторе вентилятора и «легком» роторе компрессора ($I_{zB}/I_{zK} = 3,0$) скольжение роторов существенно превышает скольжение на установившихся режимах. Напомним, что время приемистости при этом получается наименьшим (см. рис. 4.11, 4.12). При «легком» вентиляторном роторе ($I_{zB}/I_{zK} = 0,75$) скольжение роторов при разгоне не превышает установившиеся режимы.

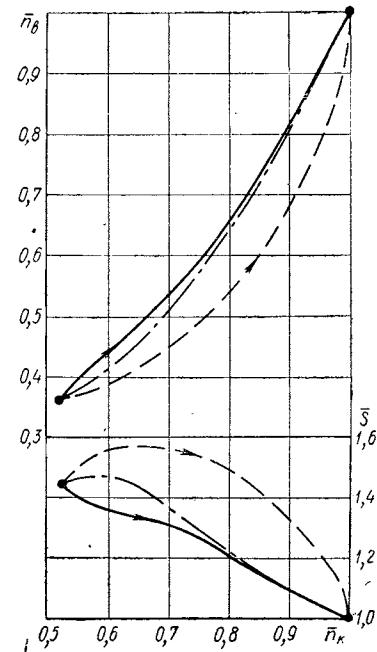


Рис. 4.13. Скольжение роторов при разгоне двухвального ТРДД:

— $I_{zB}/I_{zK} = 0,75$;
— $I_{zB}/I_{zK} = 3$; — установившиеся режимы

роторе ($I_{zB}/I_{zK} = 0,75$) частота вращения его нарастает по n_k быстрее, чем на установившихся режимах. Общее время приемистости при этом затягивается.

Проследим за изменением других параметров в рассмотренных случаях (рис. 4.14 и 4.15).

«Тяжелый» вентилятор ($I_{zB}/I_{zK} = 3,0$). Отставание вентилятора по частоте вращения одновременно с быстрой раскруткой компрессора

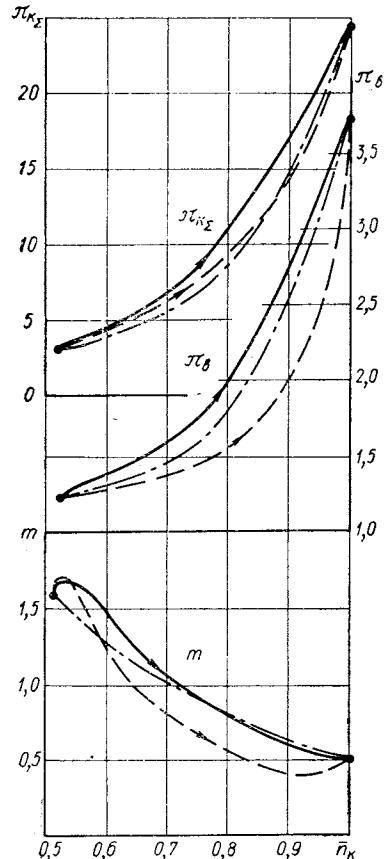


Рис. 4.14. Изменение параметров двухвального ТРДД по частоте вращения ротора компрессора при разгоне (обозначения по рис. 4.13)

сопа и увеличением при веденном расходе воздуха через него приводят к замедленному росту $π_v$ и быстрому снижению степени двухконтурности при разгоне (последнее особенно показательно на рис. 4.15). Уменьшенные значения $π_v$ и m снижают работу, потребляемую вентилятором. С другой стороны, общая степень повышения давления в двигателе нарастает по n_k (отчасти в силу замедленного увеличения T_v^* и роста n_{k0}) достаточно быстро, несмотря на медленный рост $π_v$. Это определяет быстрое нарастание степени понижения давления в турбине $π_t$ и ее мощности. Кроме того, $π_t$ в турбине (особенно $π_{t,v}$) дополнительно увеличивается из-за снижения противодавления за турбиной (в камере смешения), из-за меньших значений $π_v$. В результате снижения работы, потребляемой вентилятором, и возрастания мощности турбины вентилятора избыточная мощность на его роторе сильно увеличивается. Быстро разгоняющийся «легкий» ротор компрессора способствует ускорению раскрутки «тяжелого» ротора вентилятора.

На рис. 4.16 показано изменение избыточной мощности турбин вентилятора и компрессора

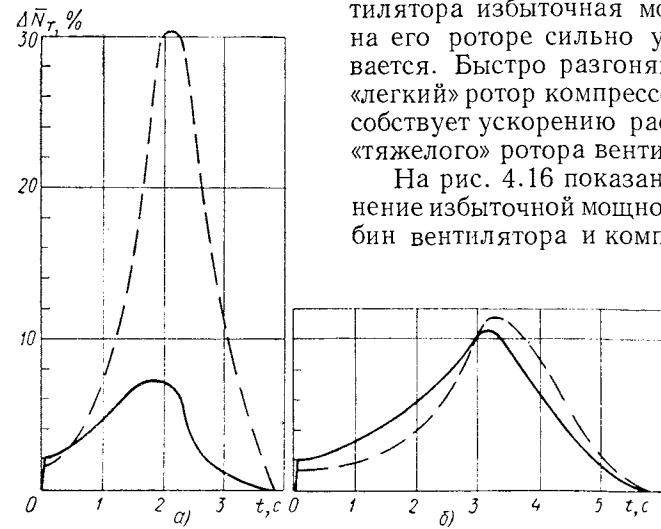


Рис. 4.16. Избыточные мощности турбин компрессора и вентилятора двухвального ТРДД при разгоне ($\bar{I}_{z1} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \times \text{с}^2/\text{кг}$):
— $I_{zB}/I_{zK} = 3,0$; — $I_{zB}/I_{zK} = 0,75$; — $\Delta\bar{N}_{t,k}$; — $\Delta\bar{N}_{t,v}$

при разгоне. В рассматриваемом случае (см. рис. 4.16, а) величина $\Delta N_{t,v}$ в силу указанных особенностей существенно выше $\Delta N_{t,k}$ (по максимумам — в четыре раза). Недостаточная избыточная мощность турбины вентилятора в начальный период разгона вызывает указанное отставание частоты вращения ротора вентилятора.

«Легкий» вентилятор ($I_{z,v}/I_{z,k} = 0,75$). В этом случае тенденции изменения скольжения, π_v и t по отношению к установленным выше для случая $I_{z,v}/I_{z,k} = 3,0$ (см. рис. 4.13, 4.14, 4.15). Вентилятор при разгоне достаточно нагружен и создает повышенное противодавление на выходе из своей турбины, снижая ее избыточную мощность. Избыточные мощности на роторах компрессора и вентилятора оказываются близкими (см. рис. 4.16), что обеспечивает относительно более быструю раскрутку более легкого вентиляторного ротора. Сравнивая общий уровень избыточных мощностей турбин на рис. 4.16, мы видим, что в первом случае он заметно выше. Это и определяет уменьшенное общее время приемистости.

Следует иметь в виду, что стремление уменьшить момент инерции ротора компрессора без соответствующего облегчения ротора вентилятора может привести к заметному сокращению времени приемистости, однако несинхронное изменение частот вращения роторов, как показано в разд. 4.1 на примере двухвальных ТРД, может привести в этом случае к трудностям с устойчивостью вентилятора при быстром сбросе оборотов или при встречной приемистости. В то же время синхронное протекание переходных процессов во втором случае (относительно облегченный вентилятор) при несколько большем времени приемистости обеспечивает нормальную работу двигателя в различных ситуациях.

4.2.3. Особенности процесса приемистости трехвальных ТРДД

Специфические особенности процесса приемистости в трехвальном ТРДД в первую очередь связаны с особенностями расположения линий рабочих установившихся режимов на характеристиках вентилятора и каскадов компрессора. Эта особенность, как известно, заключается в том, что на характеристике компрессора низкого давления линия рабочих установившихся режимов протекает полого и при дросселировании быстро приближается к границе помпажа (рис. 4.17). При разгоне режим КВД и КНД сдвигается на меньшие расходы воздуха. Поэтому неблагоприятное протекание рабочих установившихся режимов на характеристике КНД ограничивает возможное увеличение температуры газа и скорость переходного процесса.

На рис. 4.18 показан пример расчета разгона трехвального ТРДД со смешением потоков, имеющего те же параметры, что и двухвальный ТРДД, рассмотренный ранее ($m = 0,5$; $\pi_{k\Sigma} = 24$;

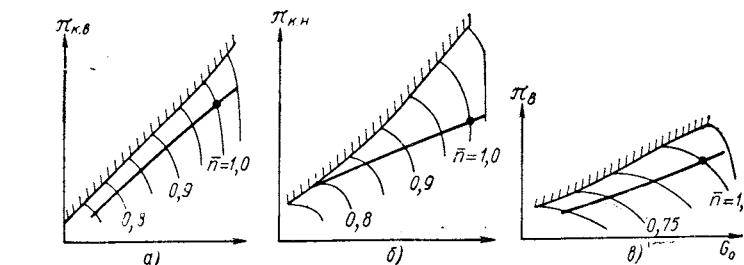


Рис. 4.17. Типичное протекание рабочих установившихся режимов на характеристиках компрессоров трехвального ТРДД:
а — высокого давления; б — низкого давления; в — вентилятора ($m = 0,5$, $\pi_{k\Sigma} = 24$, $T_g^* = 1600$ К)

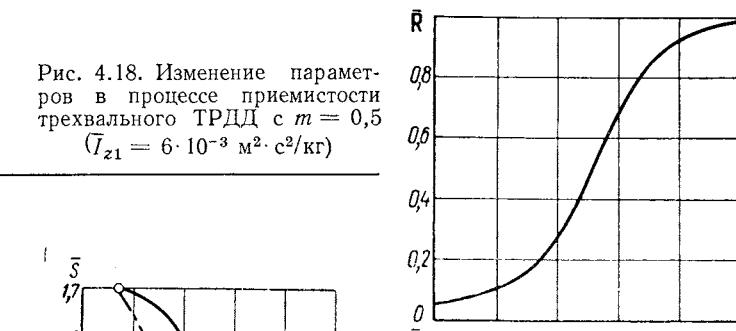


Рис. 4.18. Изменение параметров в процессе приемистости трехвального ТРДД с $m = 0,5$ ($\bar{T}_{z1} = 6 \cdot 10^{-3}$ м² · с²/кг)

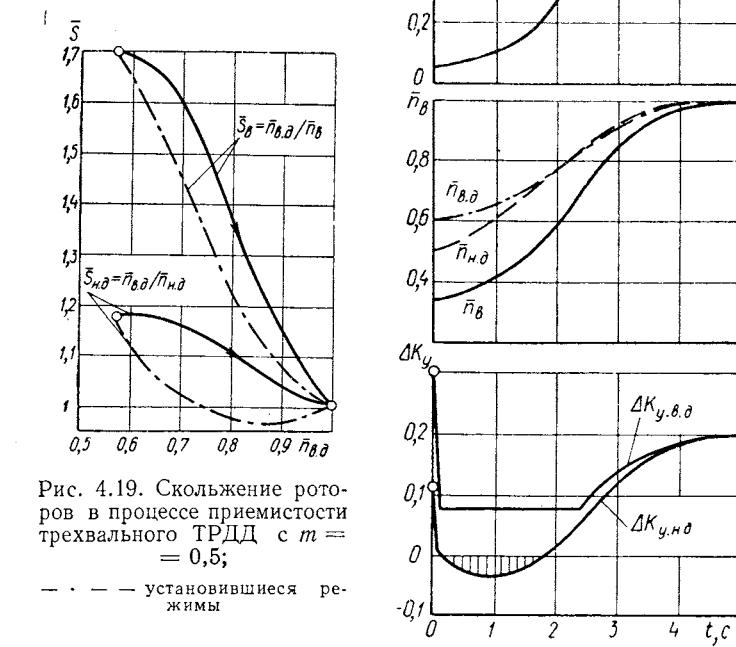


Рис. 4.19. Скольжение роторов в процессе приемистости трехвального ТРДД с $m = 0,5$;

— · — установившиеся режимы

$T_r^* = 1600\text{K}$). Суммарный удельный момент инерции роторов принят равным $\bar{I}_{z1} = 6 \cdot 10^{-3} \text{м}^2 \cdot \text{с}^2/\text{кг}$, а относительное распределение моментов инерции по роторам принято таким:

$$I_{z\text{ н. д.}}/I_{z\text{ в. д.}} = 1; I_{z\text{ в.}}/(I_{z\text{ н. д.}} + I_{z\text{ в. д.}}) = 2,19.$$

Распределение мощности по каскадам, выбранные значения частот вращения и моменты инерции роторов характеризуются следующими значениями коэффициентов динамичности: $K_{t\text{ в.}} = 0,98$ с; $K_{t\text{ н. д.}} = 0,46$ с; $K_{t\text{ в. д.}} = 0,77$ с.

В расчетной точке оба компрессора и вентилятор имели одинаковый запас устойчивости $\Delta K_y = 20\%$. При расчете времени разгона подача топлива определялась так, чтобы выдерживать минимальный запас устойчивости $\Delta K_{y\text{ в. д.}} = 7,5\%$, а при достижении $T_r^* \text{ max}$ поддерживать ее постоянной (на рис. 4.18 при $t > 2,4$ с).

Как видно из полученных зависимостей, запас устойчивости КНД при разгоне быстро уменьшается до нуля и становится отрицательным *. Для ликвидации этого недостатка трехвальных ТРДД в ряде случаев приходится прибегать к регулированию КНД. Механизация компрессора трехвального двигателя может быть выполнена существенно более простой, чем механизация компрессора двухвального ТРДД при одинаковом $\pi_{\text{к.з.}}$.

При обеспечении устойчивой работы КНД процесс разгона рассматриваемого трехвального ТРДД протекает без чрезмерного рассогласования частот вращения роторов (рис. 4.19). Время приемистости близко ко времени приемистости двухвального ТРДД с аналогичными параметрами.

Таким образом, главным фактором, ограничивающим динамические качества трехвальных ТРДД, является неустойчивая работа компрессора низкого давления. Если эта проблема решена, то благоприятное протекание переходных процессов в трехвальных двигателях, как и в двухвальных ТРДД, может быть достигнуто наивыгоднейшим согласованием коэффициентов динамичности роторов, т. е. перераспределением работ по каскадам компрессора, выбором окружных скоростей (частот вращения) с учетом получающихся при этом моментов инерции роторов конкретных конструкций. Очевидно, анализ динамических свойств многовальных ТРДД должен производиться на стадии расчета и проектирования двигателя одновременно с определением его стационарных характеристик.

* В расчете принималось условно, что имеются средства поддержания устойчивой работы КНД и что процесс разгона не прерывается.

4.3. ПРИЕМИСТОСТЬ ТУРБОВИНТОВЫХ И ТУРБОВЕНТИЛЯТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Время разгона одновального ТВД определяется так же, как и у ТРД (3.3), но с учетом момента инерции и мощности винта:

$$t_{\text{пр}} = 4\pi^2(I_z + I_{\text{вт}0}) \int_{n_{\text{м. г}}}^{n_{\text{max}}} \frac{n}{\Delta N_{\text{т}}} dn. \quad (4.20)$$

Здесь I_z — момент инерции ротора двигателя; $I_{\text{вт}0} = I_{\text{вт}}i^2$ — момент инерции винта, приведенный к частоте вращения вала двигателя; $I_{\text{вт}}$ — полярный момент инерции винта; i — передаточное отношение редуктора.

Избыточная мощность турбины в формуле (4.20) определяется с учетом мощности, потребляемой винтом [сравним с выражением (3.4)]:

$$\Delta N_{\text{т}} = G \left[(1 + q_{\text{т}} - g_{\text{огб}}) L_{\text{т}} - \frac{L_{\text{к}}}{\eta_{\text{м}}} \right] - \frac{N_{\text{вт}}}{\eta_{\text{п}}}, \quad (4.21)$$

где $N_{\text{вт}}$ — мощность винта; $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. редуктора.

При данной скорости полета мощность, потребляемая винтом, определяется частотой его вращения и углом установки лопастей $\Phi_{\text{вт}}$.

В отличие от ТРД одновальный ТВД на дроссельных режимах может регулироваться не только уменьшением частоты вращения, но и уменьшением мощности (загрузки) винта изменяемого шага (ВИШ) при постоянной частоте вращения, а также любым промежуточным способом. Поэтому в системе автоматического регулирования ТВД имеется два регулятора — регулятор частоты вращения, воздействующий на угол установки лопастей винта изменяемого шага, и регулятор расхода топлива. Для согласованного изменения n и $G_{\text{тп}}$ при дросселировании двигателя в соответствии с заданной программой в системе автоматического регулирования имеется специальный агрегат объединенного управления, связанный с РУД [15].

В связи с отмеченными особенностями регулирования ТВД приемистость его определяется не только процессом разгона, но и скоростью нагружения винта. Для улучшения приемистости ТВД в наиболее опасных условиях применяют регулирование изменения узла установки лопастей винта при малом изменении частоты вращения или при $n_{\text{max}} = \text{const}$, так как нагружение винта может быть произведено более быстро, чем раскрутка ротора с винтом.

Поэтому обычно ТВД имеют два режима малого газа: на земле и в полете, при заходе на посадку. Режим земного малого газа выбирается из условий получения минимальной тяги при пониженных частотах вращения [$n_{\text{м. г.}} = (0,4 \div 0,5) n_{\text{max}}$]. При этом

лопасти винта устанавливаются на минимальный угол $\Phi_{\text{вт min}}$ по специальному упору во втулке ВИШ. Режим полетного малого газа выбирается так, чтобы при минимальной тяге обеспечивалась наилучшая приемистость двигателя

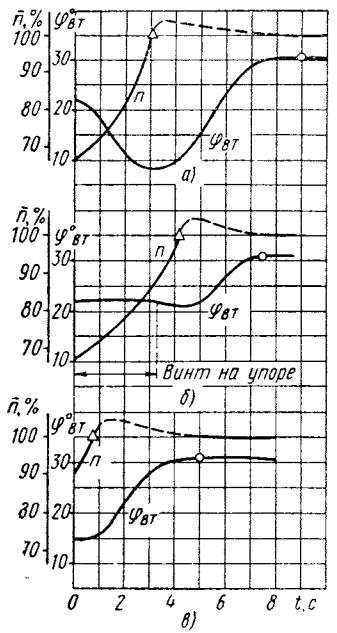


Рис. 4.20. Изменение частоты вращения и угла установки лопастей винта в процессе приемистости одновального ТВД при посадке ($H \approx 0$, $V_p = 200$ км/ч):

а—обычный регулятор частоты вращения ВИШ; б—винт на упоре полетного малого шага ($\Phi_{\text{вт.}} \text{п.м.ш.} = 22^\circ$); в—повышенная частота вращения на режиме полетного малого газа; Δ —момент достижения n_{max} ; о—момент достижения R_{max} ; —— средняя частота вращения на участке ограничения (колебания частоты вращения)

на винте в случае необходимости ухода на второй круг при посадке [$n_{\text{м. г. п.}} = (0,75 \div 1) n_{\text{max}}$]. Угол установки лопастей винта при этом (по упору полетного малого шага) ($\Phi_{\text{вт.}} \text{п. м. ш.} > \Phi_{\text{вт min}}$).

Большое значение при разгоне ТВД с пониженных частот вращения имеет способ регулирования загрузки винта изме-

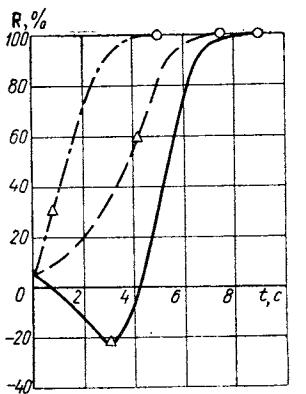


Рис. 4.21. Относительное изменение тяги ТВД в процессе приемистости при посадке ($H \approx 0$, $V_p = 200$ км/ч):

— обычный регулятор ВИШ (рис. 4.20, а); — винт на упоре полетного малого шага (рис. 4.20, б); ···· повышенная частота вращения на режиме полетного малого газа (рис. 4.20, в); Δ —момент достижения n_{max} ; о—момент достижения R_{max}

няемого шага, который определяет закономерность нарастания тяги двигателя. Обычный регулятор частоты вращения, воздействующий на ВИШ без специальных устройств, при быстром перемещении РУД в положение максимального режима стремится облегчить винт (т. е. уменьшить угол установки его лопастей), чтобы ускорить раскрутку двигателя, и лишь при достижении n_{max} начинает загружать винт. В результате процесс приемистости

затягивается, и в начальном его периоде возникает значительная отрицательная тяга винта, недопустимая в условиях захода самолета на посадку (рис. 4.20, а и 4.21). Чтобы предотвратить появление отрицательной тяги при разгоне, в регуляторе ВИШ предусматривают специальные устройства, например, замедлитель настройки, обеспечивающий постепенную нагрузку винта при росте частоты вращения, или упор полетного малого шага винта, действующий в начальный период разгона. При включении упора полетного малого шага отрицательная тяга не возникает, но общее время приемистости (т. е. время достижения максимальной тяги) сокращается мало в связи с более медленной раскруткой двигателя (рис. 4.20, б и 4.21).

Наиболее радикальным средством улучшения приемистости одновального ТВД в полете является увеличение частоты вращения на режиме малого газа с одновременным уменьшением угла установки лопастей винта для получения необходимой минимальной тяги (в примере, приведенном на рис. 4.20, в и 4.21 $n_{\text{м. г.}} = 0,65 n_{\text{max}}$ до $0,9 n_{\text{max}}$). В этом случае обеспечивается быстрое и плавное нарастание тяги без специальных устройств в регуляторе, а время приемистости сокращается (рис. 4.22). Большинство современных двигателей регулируется именно таким способом.

Рассмотренные особенности касались одновальных ТВД. В двухвальных ТВД (например, в ТВД со свободной турбиной вращающейся через редуктор винта) выход на режим полетного малого газа при постоянных частотах вращения ротора двигателя и винта принципиально невозможен [7], так как при уменьшении подачи топлива частота вращения ротора двигателя снижается. Частоту вращения винта на режиме малого газа в полете можно в известных пределах изменять, изменяя угол установки лопастей винта. Однако в связи с необходимостью раскрутки ротора двигателя время приемистости двухвального ТВД оказывается больше, чем у одновального, регулируемого при $n = \text{const}$.

В последнее время широко исследуются турбовентиляторные двигатели (ТВЛД) с большой степенью двухконтурности ($m > 10 \div 15$) для самолетов укороченного взлета и посадки (СУВП) ближних магистральных линий. Силовая установка таких самолетов объединяется с крылом увеличенной подъемной силы, имеющим систему закрылков, обдуваемых реактивной струей двигата-

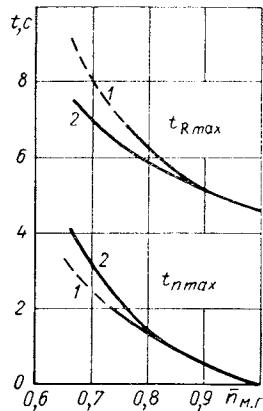


Рис. 4.22. Изменение времени приемистости одновального ТВД в зависимости от частоты вращения винта на режиме малого газа при посадке ($H \approx 0$, $V_p = 200$ км/ч):

$t_{n_{\text{max}}}$ — время достижения n_{max} ; $t_{R_{\text{max}}}$ — время до достижения R_{max} ; 1 — обычное регулирование; 2 — фиксация винта до $n = 0,9$; —— отрицательная тяга в начале разгона

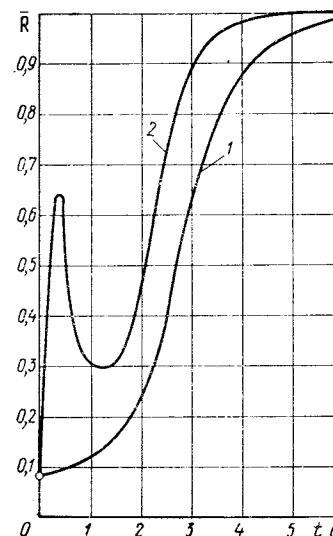
теля, или систему реактивных закрылков, работающих на сжатом воздухе, отбираемом от двигателя. В связи с крутой траекторией посадки таких самолетов малое время приемистости двигателя становится крайне необходимым.

Турбовентиляторные двигатели указанного типа обычно выполняются многовальными и оборудуются вентилятором с поворотными лопатками рабочего колеса (вентилятор изменяемого шага — ВИШ), что позволяет использовать в них принципы регулирования турбовинтовых двигателей со свободной турбиной. В частности, возможно осуществить дросселирование двигателя в полете (например, при заходе на посадку) по закону, близкому к $n_v \approx \text{const}$, что позволяет по аналогии с ТВД осуществить приемистость путем поворота лопаток вентилятора одновременно с раскруткой относительно легких роторов внутреннего контура двигателя. Это позволяет сократить энергию, затрачиваемую двигателем на преодоление инерции тяжелого ротора вентилятора, и уменьшить время набора максимальной тяги.

Рис. 4.23. Приемистость турбовентиляторных двигателей [27]:
1 — ТВлД с нерегулируемым вентилятором; 2 — ТВлД с вентилятором изменяемого шага

бботу ТВД. Программа регулирования ТВлД на переходных режимах должна быть более сложной и учитывать большее число факторов.

На рис. 4.23 показано изменение тяги в процессе приемистости ТВлД с нерегулируемым вентилятором и ТВлД, имеющего вентилятор с поворотными рабочими лопатками [27]. Во втором случае время приемистости заметно сокращается. Несколько необычное изменение тяги по времени связано, по-видимому, с особенностями системы регулирования ТВлД с ВИШ. В частности, первоначальное резкое увеличение тяги достигается поворотом лопаток вентилятора при исходной частоте вращения, близкой к максимальной. Такое быстрое изменение тяги в начальный момент приемистости отвечает требованиям безопасности СУВП в условиях посадки.



Глава V

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ЗАПУСКЕ

Способность к быстрому запуску в стартовых условиях и в полете является важной эксплуатационной характеристикой авиационных двигателей, определяющей готовность самолета к выполнению задания и безопасность полета в критических ситуациях. Процесс запуска двигателя должен быть организован так, чтобы гарантировался надежный выход на режим малого газа в заданное время при всех условиях, встречающихся в эксплуатации. При запуске в двигателе не должны наблюдаться ненормальные явления, которые могут привести к необратимым изменениям в его конструкции, к снижению прочности и ресурса элементов (потеря устойчивости, чрезмерный перегрев деталей горячей части и т. п.).

Указанные обстоятельства выдвигают повышенные требования к мощности и надежности пусковых устройств, к надежности работы автоматов запуска, к программам регулирования подачи топлива и перемещения регулируемых элементов двигателя в процессе выхода на режим малого газа. Возникает задача достоверного расчета процесса запуска уже на этапе создания двигателя.

Расчет процесса запуска ГТД осложняется тем, что двигатель при этом работает на глубоких нерасчетных режимах, т. е. в области, где характеристики его элементов, как правило, заранее неизвестны. С другой стороны, требования к времени запуска существенно менее жестки, чем, например, к времени приемистости двигателя. Как правило, допустимое время запуска в стартовых условиях примерно на порядок больше требуемого времени приемистости. Поэтому для расчетной оценки процесса запуска и выбора мощности пусковых устройств с большим основанием могут быть применены приближенные методы расчета, не требующие знания конкретных характеристик элементов двигателя (см. разд. 3.1 и 3.2).

5.1. ЗАПУСК В СТАРТОВЫХ УСЛОВИЯХ

5.1.1. Общие требования к запуску авиационных двигателей

Требования к процессу запуска в стартовых условиях обычно ограничивают время выхода на режим малого газа. Запуск двигателя должен осуществляться автоматически после нажатия летчиком стартовой кнопки. При запуске не должны наблюдаться перегревы двигателя, заметно влияющие на уменьшение его надежности и ресурса. В обычной практике двигатели многомоторных самолетов запускаются последовательно по одному, однако в ряде случаев предъявляется требование одновременного запуска двигателей.

Время нормального запуска авиационного двигателя, установленного на дозвуковом самолете, обычно не превышает 30—60 с. Время запуска двигателей некоторых американских пассажирских самолетов показано в табл. 5.1 [22].

Таблица 5.1

Самолет	Тип двигателей и тяга, кН	Число одновременно запускаемых двигателей	Время запуска, с
Боинг 707	Четыре ТРДД JT 3D-3B; 80	1	35—45
Боинг 727	Три ТРДД JT 8D-7; 62	1	35—45
Боинг 747	Четыре ТРДД JT 9D-3; 193	1	50—70

Для сверхзвуковых самолетов в ряде случаев требуется меньшее время запуска.

При низкой температуре атмосферного воздуха время запуска возрастает вследствие загустевания масла и роста момента сопротивления прокрутке двигателя.

5.1.2. Общая характеристика процесса запуска

Запуск газотурбинного двигателя требует первоначальной раскрутки его ротора (или одного из его роторов) от постороннего источника мощности (стартера), так как самостоятельная работа двигателя возможна при частоте вращения, большей некоторой минимальной. При дросселировании турбореактивного двигателя от n_{\max} температура газов сначала уменьшается, а затем вследствие ухудшения к. п. д. компрессора и турбины начинает вновь расти (см. рис. 2.22). Минимальная частота вращения, при которой двигатель может самостоятельно работать, определяется максимально допустимой величиной T_{\max}^* . В зависимости от параметров и совершенства элементов двигателя относительная величина минимальной частоты вращения может быть

различной (например, в ТРД с осевым компрессором n_{\min} может составлять 15—20% от n_{\max}). Частоту вращения на режиме малого газа выбирают значительно большей n_{\min} , чтобы была возможна продолжительная работа двигателя без перегрева, т. е. при пониженной температуре газа перед турбиной.

Процесс запуска газотурбинного двигателя складывается из трех этапов, которые мы рассмотрим на примере одновального ТРД:

I — раскрутка ротора стартером без подачи топлива в двигатель;

II — совместная работа стартера и турбины двигателя после подачи топлива в камеры сгорания и его воспламенения при частоте вращения ротора n_1 ;

III — самостоятельная раскрутка двигателя от частоты вращения отключения стартера n_2 до режима малого газа n_{\min} .

Характерное протекание крутящих моментов по n ротора двигателя в процессе запуска ТРД показано на рис. 5.1. Момент стартера на рисунке приведен к частоте вращения ротора двигателя с учетом передаточного числа редуктора. Величины всех крутящих моментов отнесены к моменту турбины на установившемся режиме малого газа, а частоты вращения — к максимальной частоте вращения ротора двигателя.

На первом этапе стартер преодолевает момент сопротивления ротора ($M_{\text{дв}} = M_{\text{сопр}} < 0$). При частоте вращения n_1 в камеры сгорания двигателя подается топливо, которое воспламеняется специальными мощными пусковыми воспламенителями. Мощность стартера и частота вращения, при которой подается топливо, выбирают так, чтобы выполнялось условие $n_x > n_1$ (n_x — наибольшая частота вращения при «холодной» прокрутке двигателя от стартера), иначе запуск станет невозможным. Обычно $n_x = 1,25—1,6n_1$. После подачи топлива мощность турбины начинает возрастать, и при некоторой частоте вращения (на рис. 5.1 при $\bar{n} > 0,18$) на валу двигателя появляется положительный избыточный момент турбины ($M_{\text{дв}} = \Delta M_{\text{т}} > 0$). Однако для ускорения запуска стартер отключают при значительно большей частоте вращения, когда избыточный момент турбины достигает

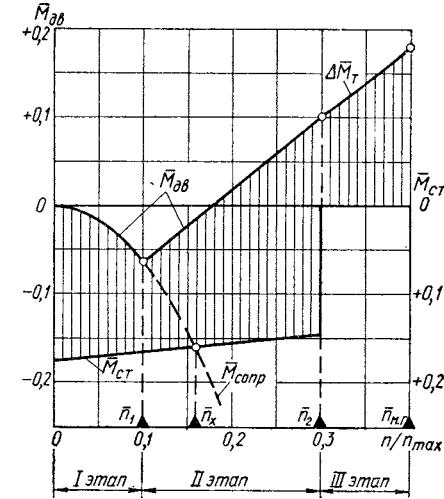


Рис. 5.1. Диаграмма крутящих моментов при запуске одновального ТРД:

(относительная мощность стартера $\bar{N}_{\text{ст.х}} = 1,7 \cdot 10^{-3}$; относительная температура газа на этапе III запуска $\bar{T}_\Gamma = \bar{T}_\Gamma^* / T_\Gamma^*, \text{зап.} = 1,2$)

заметной величины, сравнимой с моментом стартера в начальный момент запуска. Заштрихованная на графике область, определяемая алгебраической суммой крутящих моментов стартера $M_{ст}$ и двигателя $M_{дв}$, соответствует моментам, идущим на ускорение вращения ротора двигателя при запуске.

В двухвальных одноконтурных и двухконтурных двигателях с помощью стартера раскручивают один из роторов, как правило, это ротор высокого давления.

Характерные частоты вращения при запуске имеют у выполненных ТРД и ТРДД примерно следующие значения (по отношению к максимальной частоте вращения раскручиваемого ротора):

подача топлива — $\bar{n}_1 = 0,1 - 0,2$;

отключение стартера — $\bar{n}_2 = 0,3 - 0,45$.

Большие значения здесь относятся к двухвальным двигателям, имеющим повышенную частоту вращения ротора высокого давления на режиме малого газа (см. разд. 2.3).

Характерные частоты вращения при запуске изменяются в более узких пределах, если их отнести к соответствующим частотам вращения роторов на режиме малого газа:

$$\bar{n}'_1 = \frac{n_1}{n_{м.г}} = 0,2 \div 0,3; \quad \bar{n}'_2 = \frac{n_2}{n_{м.г}} = 0,7 \div 0,8.$$

5.1.3. Типы пусковых устройств ГТД

Существует несколько видов пусковых устройств, используемых для раскрутки газотурбинных двигателей [1]. Различают автономные системы запуска (источник энергии для питания стартера находится на борту самолета) и аэродромные системы, требующие подвода энергии от постороннего источника.

Для запуска малоразмерных двигателей используются *электрические стартеры*, которые могут выполнять также функции генераторов тока на повышенных частотах вращения. Удельная масса этих стартеров велика, в связи с чем применять их на больших двигателях нецелесообразно.

В автономных системах запуска часто применяют *газотурбинный стартер*, представляющий собой небольшой ГТД со свободной турбиной, вращающей через редуктор и муфту ротор двигателя. Газотурбинные стартеры могут иметь большую мощность при сравнительно низкой удельной массе. Дополнительное большое преимущество таких стартеров заключается в том, что он может быть соединен с электрогенератором и использован еще до запуска двигателей в качестве автономного бортового источника энергии, необходимой для подготовки многочисленных систем самолета к вылету.

Наименьшую удельную массу при достаточно высоких мощностях имеют *воздушные турбостартеры*, однако для их работы необходим источник сжатого воздуха (до 350—450 кПа) на борту самолета или на аэродроме.

Для ускоренного автономного запуска могут быть использованы легкие, малогабаритные и мощные *топливо-воздушные* или *пороховые турбостартеры*. В стартерах первого типа сжатый воздух из баллона подается в камеру, где сжигается жидкое топливо. Нагретые продукты сгорания врачают силовую турбину. В пороховом стартере для этой цели используются продукты горения специальных твердых топлив, имеющих сравнительно низкую температуру разложения. Оба типа стартеров при аэродромном запуске могут использоваться как воздушные турбостартеры, работающие от постороннего источника сжатого воздуха. Однако мощность их при этом понижена, а время запуска двигателей соответственно увеличивается.

В многомоторных самолетах иногда применяются *комбинированные системы запуска*. Например, с помощью топливо-воздушных стартеров быстро запускаются первые двигатели, а остальные раскручиваются с помощью воздушных стартеров, использующих сжатый воздух, отбираемый от работающих первых двигателей. Общая масса автономной системы запуска при этом уменьшается.

Возможно большое число других схем пусковых устройств. Например, в недавнее время предложена передвижная аэродромная установка для запуска двигателей транспортных самолетов, источником питания в которой служит жидкий азот, содержащийся в баке под давлением ~ 700 кПа. При запуске двигателя жидкий азот газифицируется и подогревается в специальном нагревательном устройстве, а затем под давлением подается в пневмостартер, установленный на двигателе. Система получается компактной и высокопроизводительной [22]. Возможно использование подобного устройства и для автономного запуска.

Характерной особенностью всех рассмотренных типов турбостартеров является практически прямолинейно понижающаяся зависимость их крутящего момента от частоты вращения [1]. У топливо-воздушного и порохового стартера момент слабо изменяется по частоте вращения, а у стартеров других типов (электрического, воздушного, газотурбинного со свободной турбиной) — заметно уменьшается. Стартеры могут снабжаться специальными устройствами (гидромуфтами, дифференциальными редукторами и др.), передающими на ротор двигателя практически постоянный крутящий момент [1]. Кроме того, изменением передаточного числа привода от стартера к ротору можно изменить наклон кривой крутящего момента по частоте вращения ротора двигателя. В общем случае крутящий момент стартера может быть выражен простой линейной зависимостью

$$M_{ст} \approx M_{ст0} - a\bar{n}, \quad (5.1)$$

где $M_{ст0}$ — начальный пусковой момент;

a — коэффициент пропорциональности.

Зависимость (5.1) позволяет легко интегрировать уравнение движения ротора двигателя при запуске.

5.1.4. Уравнение движения ротора ТРД при запуске и время запуска

В дальнейшем рассмотрение особенностей процесса запуска проведем на наиболее простом, но достаточно типичном примере одновального ТРД.

Уравнение движения ротора ТРД при запуске может быть записано в виде

$$M_{ct} + (M_t - M_k - M_{tp}) = I_z \frac{d\omega}{dt},$$

где

$$M_t - M_k + M_{tp} = M_t - \frac{M_k}{\eta_m} = M_{dv} \quad \begin{aligned} & M_{ct} \text{ — момент стартера;} \\ & M_{dv} \text{ — который равен} \\ & \text{моменту сопро-} \\ & \text{тивления при} \\ & \text{холодной про-} \\ & \text{крутке двигателя} \\ & M_{copr}, \text{ или из-} \\ & \text{быточному момен-} \\ & \text{ту турбины при} \\ & \text{работающем дви-} \\ & \text{гателе } \Delta M_t. \end{aligned}$$

Отсюда время раскрутки до частоты вращения $n_{m, r}$, т. е. время запуска

$$t_{\text{зап}} = 2\pi I_z \int_0^{n_{m, r}} \frac{dn}{M_{ct} + M_t - (M_k/\eta_m)}. \quad (5.2)$$

Введем в это уравнение коэффициент динамичности, характеризующий наиболее общие динамические качества двигателя (см. разд. 3.2),

$$K_t = 4\pi^2 I_z \frac{n_{\text{max}}^2}{N_{t \text{ max}}} = 2\pi I_z \frac{n_{\text{max}}}{M_{t \text{ max}}}, \quad (5.3)$$

и, приведя интеграл в выражении (5.2) к безразмерному виду, получим

$$t_{\text{зап}} = K_t \int_0^{\bar{n}_{m, r}} \frac{d\bar{n}}{\bar{M}_{ct} + \bar{M}_t - (\bar{M}_k/\eta_m)}, \quad (5.4)$$

где

$$\bar{n} = \frac{n}{n_{\text{max}}}, \quad \bar{M} = \frac{M}{M_{t \text{ max}}};$$

или

$$t_{\text{зап}} = K_t \int_0^{\bar{n}_{m, r}} \frac{\bar{n} d\bar{n}}{\bar{N}_{ct} + \bar{N}_t - (\bar{N}_k/\eta_m)}. \quad (5.5)$$

Рассмотрение полученных зависимостей показывает, что время запуска в общем случае определяют следующие главные факторы.

1. Величина коэффициента динамичности двигателя K_t , влияющего на длительность всех переходных процессов ТРД, связанных с раскруткой ротора (см. гл. III и IV).

2. Величина относительного крутящего момента (мощности) стартера

$$\bar{M}_{ct} = \frac{M_{ct}}{M_{t \text{ max}}}, \quad \bar{N}_{ct} = \frac{N_{ct}}{N_{t \text{ max}}},$$

а также длительностью его работы при раскрутке ротора от $\bar{n} = 0$ до $\bar{n}_{m, r}$.

3. Диапазон раскрутки до $\bar{n}_{m, r}$.

4. Величина момента сопротивления вращению ротора \bar{M}_{copr} или избыточного крутящего момента турбины $[\bar{M}_t - (\bar{M}_k/\eta_m)]$, который, в частности, зависит от момента подачи топлива и степени увеличения температуры газа перед турбиной на втором и третьем этапах запуска.

Рассмотрим детальнее некоторые из перечисленных факторов.

5.1.5. Относительный момент и относительная мощность стартера

Относительный момент и относительная мощность стартера в выражениях (5.4) и (5.5) могут быть представлены в следующем виде:

$$\bar{M}_{ct} = \frac{M_{ct}}{M_{t \text{ max}}} = 2\pi \eta_m \frac{M_{ct} n_{\text{max}}}{G_{\text{max}} L_{\text{K max}}}; \quad (5.6)$$

$$\bar{N}_{ct} = \frac{N_{ct}}{N_{t \text{ max}}} = \eta_m \frac{N_{ct}}{G_{\text{max}} L_{\text{K max}}}, \quad (5.7)$$

причем $\bar{N}_{ct} = \bar{M}_{ct} \bar{n}$.

Поскольку в процессе запуска мощность стартера изменяется и крутящий момент стартера в общем случае также переменен, необходимо для характеристики стартера выбрать определенный режим его работы по частоте вращения. В качестве такого характерного режима при согласовании стартера и двигателя целесообразно принять частоту вращения при холодной прокрутке двигателя n_x , так как только на этом режиме мощностные показатели стартера и двигателя могут быть сопо-

ставлены. Величина \bar{n}_x для двигателя выбирается на основании имеющегося опыта или оценок *, а затем выбирается необходимая мощность стартера, обеспечивающая холодную раскрутку ротора двигателя до этой частоты вращения. Стартер должен быть рассчитан на большую частоту вращения вплоть до частоты вращения ротора $\bar{n}_2 > \bar{n}_x$, при которой он отключается.

На рис. 5.2 показано протекание кругящего момента и мощности двух стартеров с постоянным кругящим моментом и с наклонной характеристикой момента согласно зависимости (5.1), у которых величина мощности $N_{ct, x}$ по выражению (5.7) однаакова. Как показано в работе [1], стартер с наклонной характеристикой момента обеспечивает наибольшую частоту вращения \bar{n}_x (или при заданной \bar{n}_x имеет наименьшие размеры), если на режиме \bar{n}_x он развивает максимальную мощность (кривая 2), что определяет наклон характеристики в соответствии с выражением

$$M_{ct} = M_{ct, 0} \left(1 - 0,5 \frac{\bar{n}}{\bar{n}_x} \right).$$

Такой наклон характеристики можно реализовать выбором передаточного числа в приводе от ротора стартера к ротору двигателя.

Величина $\bar{N}_{ct, x}$ для одновальнико-вых ТРД с осевым компрессором может быть приближенно оценена следующим образом:

$$\frac{N_{ct, x}}{N_{t, max}} = \frac{N_{ct, x}}{N_{t, m, g}} \cdot \frac{N_{t, m, g}}{N_{t, max}}.$$

На режиме прокрутки неработающего двигателя мощность турбины можно принять равной нулю, а мощность, потребляемую компрессором, — пропорциональной кубу частоты вращения. Так как на установившемся режиме малого газа справедливо равенство $(N_k / \eta_m)_{m, g} = N_{t, m, g}$, отношение $N_{ct, x} / N_{t, m, g}$ можно представить в виде:

$$\frac{N_{ct, x}}{N_{t, m, g}} \approx \frac{\eta_{m, m, g}}{\eta_{m, x}} \left(\frac{\bar{n}_x}{\bar{n}_{m, g}} \right)^3. \quad (5.8)$$

* Величины \bar{n}_x у выполненных двигателей лежат в пределах $\approx 0,13 - 0,3$, нижний из которых характерен для одновальных ТРД, а верхний — для КВД двухвальных ТРД и ТРДД.

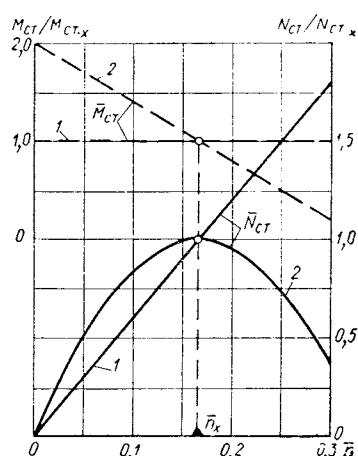


Рис. 5.2. Изменение мощности и крутящего момента стартера при запуске:

1 — $M_{ct} = \text{const}$; 2 — $M_{ct} = M_{ct, 0} (1 - 0,5 \bar{n}_x / \bar{n}_x)$

В области повышенных частот вращения мощности осевого компрессора и турбины ($\eta_m = \text{const}$) примерно пропорциональны четвертой степени частоты вращения. Тогда

$$\frac{N_{t, m, g}}{N_{t, max}} \approx \bar{n}_{m, g}^4$$

и с учетом соотношения (5.8)

$$\frac{N_{ct, x}}{N_{t, max}} \approx \frac{\eta_{m, m, g}}{\eta_{m, x}} \left(\frac{\bar{n}_x}{\bar{n}_{m, g}} \right)^3 \bar{n}_{m, g}^4.$$

Механический коэффициент на режиме холодной прокрутки $\eta_{m, x}$ может быть заметно ниже, чем при работе двигателя на режиме малого газа $\eta_{m, m, g}$, особенно при низких температурах атмосферного воздуха. Полагая несмотря на это, что $\eta_{m, m, g} \approx \eta_{m, x}$, получим

$$\bar{N}_{ct, x} \approx \bar{n}_x^3 \bar{n}_{m, g}^4. \quad (5.9)$$

Это выражение дает значения $\bar{N}_{ct, x}$, достаточно близкие к величинам, полученным более точными методами. Величины относительной мощности стартера при различной выбранной величине \bar{n}_x одновального ТРД с осевым компрессором показаны на рис. 5.3.

Анализ статистических данных показывает, что у существующих ТРД и ТРДД (в том числе — многовальных) величина относительной мощности стартера при холодной прокрутке одновального ТРД

попадает в пределах $\bar{N}_{ct, x} \approx (1 - 2) \cdot 10^{-3}$. Здесь мощность стартера отнесена к общей мощности турбин на максимальном режиме независимо от числа роторов двигателя.

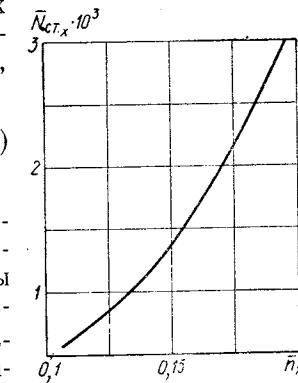


Рис. 5.3. Связь относительных величин мощности стартера и частоты вращения ротора при холодной прокрутке одновального ТРД

5.1.6. Приближенный расчет времени запуска

Рассмотрим интерпретацию уравнения (5.4) на трех этапах запуска на примере одновального ТРД.

Первый этап. Здесь, как указывалось, можно положить момент турбины равным нулю ($M_g = 0$), а момент компрессора (включая момент трения) — пропорциональным квадрату частоты вращения. Тогда, повторяя рассуждения, относящиеся к выводу зависимости (5.9), получим

$$\frac{M_k}{\eta_m} = \frac{M_k}{\eta_m M_{t, m, g}} \cdot \frac{M_{t, m, g}}{M_{t, max}} = \left(\frac{\bar{n}}{\bar{n}_{m, g}} \right)^2 \bar{n}_{m, g}^3$$

$$\frac{\bar{M}_k}{\eta_m} = \bar{n}^2 \bar{n}_{m, r}. \quad (5.10)$$

Относительный момент стартера [см. (5.1)]

$$\bar{M}_{ct} = \frac{M_{ct}}{M_{tr, \max}} = \frac{(M_{ct})_0 - \bar{a}\bar{n}}{\bar{M}_{tr, \max}} = (\bar{M}_{ct})_0 - \bar{a}\bar{n}$$

выразим через относительную мощность $\bar{N}_{ct, x}$:

$$\bar{M}_{ct} = \frac{\bar{N}_{ct, x}}{\bar{n}_x} + \bar{a}\bar{n}_x - \bar{a}\bar{n}. \quad (5.11)$$

Подставляя значения (5.10) и (5.11) в выражение (5.4), получим выражение для времени первого этапа запуска при произвольном протекании момента стартера:

$$t_1 = K_t \int_0^{n_1} \frac{d\bar{n}}{(\bar{N}_{ct, x}/\bar{n}_x) + \bar{a}\bar{n}_x - \bar{a}\bar{n} - \bar{n}_{m, r}\bar{n}^2}. \quad (5.12)$$

Это выражение легко интегрируется.

Далее приближенную оценку времени первого этапа запуска проведем при наиболее простом условии $M_{ct} = \text{const}$ в течение времени работы стартера [$a = 0$ в выражении (5.1)]. Положив в выражении (5.12) $a = 0$ и проинтегрировав его, получим

$$t_1 = \frac{K_t \bar{n}_x^2}{2\bar{N}_{ct, x}} \ln \frac{1 + \bar{n}_1/\bar{n}_x}{1 - \bar{n}_1/\bar{n}_x}, \quad (5.13)$$

или с учетом равенства (5.9):

$$t_1 = \frac{K_t}{2\bar{n}_{m, r}\bar{n}_x} \ln \frac{1 + \bar{n}_1/\bar{n}_x}{1 - \bar{n}_1/\bar{n}_x}. \quad (5.14)$$

Таким образом время первого этапа запуска зависит от коэффициента динамичности двигателя K_t (прямо пропорционально), от отношения частот вращения при включении подачи топлива и при холодной прокрутке \bar{n}_1/\bar{n}_x , от частоты вращения \bar{n}_x или от относительной мощности стартера $\bar{N}_{ct, x}$, определяющей ее величину. Пример такой зависимости показан на рис. 5.4. Как видно, при относительной мощности стартера, меньшей $1/1000$, время первого этапа сильно возрастает. Увеличение $\bar{N}_{ct, x}$ больше $2 \cdot 10^{-3}$ сравнительно немного уменьшает время t_1 . Такое протекание зависимости $t_1 = f(\bar{N}_{ct, x})$ у ТРД подтверждает приведенные ниже рекомендации по выбору величины $\bar{N}_{ct, x}$, основанные на статических данных существующих двигателей.

Далее методически удобно рассмотреть третий этап запуска, на котором двигатель раскручивается самостоятельно после выключения стартера.

Третий этап запуска. В области пусковых режимов напорные характеристики компрессора можно приближенно считать горизонтальными ($\pi_k \approx \text{const}$ при $n_0 = \text{const}$). В этом случае по аналогии с приближенными методами расчета разгона ТРД [см. уравнение (3.18)] избыточную мощность турбины можно выразить следующим образом:

$$\Delta \bar{M}_t = \frac{\Delta N_t}{N_{tr, y}} = \sqrt{\bar{T}_r} - \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_r}},$$

где $N_{tr, y}$ — мощность, развиваемая турбиной ТРД при текущей частоте вращения ротора на установившемся режиме;

$\bar{T}_r = T_{r, \text{зап}}^* / T_{r, y}^*$ — относительная температура газа при запуске (сравниваются режимы при $\bar{\pi}_k = \text{idem}$, $\bar{n} = \text{idem}$).

Зависимость $\Delta N_t / N_{tr, y}$ от \bar{T}_r показана на рис. 3.14. Переходя к крутящим моментам, отнесенным к крутящему моменту турбины при максимальной частоте вращения, получим

$$\begin{aligned} \Delta \bar{M}_t &= \bar{M}_t - \frac{\bar{M}_k}{\eta_m} = \\ &= \bar{M}_{tr, y} \left(\sqrt{\bar{T}_r} - \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_r}} \right). \end{aligned}$$

По аналогии с выражением (5.10)

$$\bar{M}_{tr, y} = \frac{M_{k, y}}{\eta_m} = \bar{n}^2 \cdot \bar{n}_{m, r}.$$

Тогда относительный избыточный момент турбины на третьем этапе запуска выразится в виде

$$\Delta \bar{M}_t = \Delta \bar{N}_t \bar{n}_{m, r} \cdot \bar{n}^2$$

или

$$\Delta \bar{M}_t = \bar{n}^2 \bar{n}_{m, r} \left(\sqrt{\bar{T}_r} - \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_r}} \right). \quad (5.15)$$

Подставляя выражение (5.15) в (5.4), при $M_{ct} = 0$ найдем время третьего этапа запуска

$$t_3 = \frac{K_t}{\bar{n}_{m, r}} \int_{\bar{n}_2}^{\bar{n}_{m, r}} \frac{d\bar{n}}{\bar{n}_2 \left(\sqrt{\bar{T}_r} - \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_r}} \right)}.$$

Полагая приближенно относительные значения температуры газа постоянными, равными их средним значениям ($\bar{T}_r = \bar{T}_{r, \text{ср}} =$

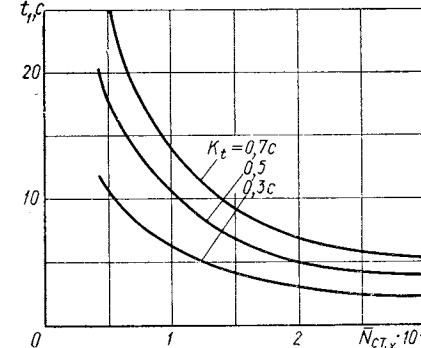


Рис. 5.4. Время первого этапа запуска одновалочного ТРД в зависимости от относительной мощности стартера при разных значениях коэффициента динамичности двигателя ($\bar{n}_1 = 0,1$; $\bar{n}_{m, r} = 0,4$; $M_{ct} = \text{const}$)

= const), найдем окончательное выражение времени третьего этапа запуска

$$t_3 = \frac{K_t}{\bar{n}_{m,g} \left(\sqrt{\bar{T}_{r,sp}} - \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_{r,sp}}} \right)} \left(\frac{1}{\bar{n}_2} - \frac{1}{\bar{n}_{m,g}} \right). \quad (5.16)$$

Время третьего этапа определяется величиной среднего относительного повышения температуры газа $\bar{T}_{r,sp}$, коэффициентом динамичности двигателя K_t , частотами вращения ротора в начале и конце этапа \bar{n}_2 , $\bar{n}_{m,g}$. На рис. 5.5 показано изменение времени третьего этапа запуска в зависимости от величины $\bar{T}_{r,sp}$ при разных K_t . При $\bar{T}_{r,sp} < 1,1 \div 1,15$ время t_3 сильно увеличивается. Указанные значения $\bar{T}_{r,sp}$ соответствуют 5—7,5% запаса устойчивости компрессора K_y , используемого для запуска. Обеспечение таких запасов устойчивости компрессора на пусковых режимах требует в ряде случаев специальных средств (поворотные лопаточные венцы компрессора, перепуск воздуха и др.).

Второй этап запуска. Здесь можно приближенно положить, как указано в работе [1], что в уравнении (5.4) величина собственного крутящего момента двигателя ($M_t = M_k/\eta_m$) изменяется прямолинейно от отрицательного момента сопротивления при начальной частоте вращения на втором этапе \bar{n}_1 [по формуле (5.10) $M_{k1}/\eta_m = \bar{n}_1 \bar{n}_{m,g}$] до положительного избыточного момента турбины при \bar{n}_2 , который согласно выражению (5.15) равен $\Delta M_{t2} = \bar{n}_2^2 \bar{n}_{m,g} \Delta \bar{N}_t$ (см. рис. 5.1). Тогда текущие значения крутящего момента на валу двигателя могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned} \bar{M}_t - \frac{\bar{M}_k}{\eta_m} &= \left(\Delta \bar{M}_{t2} + \frac{\bar{M}_{k1}}{\eta_m} \right) \frac{\bar{n} - \bar{n}_1}{\bar{n}_2 - \bar{n}_1} - \frac{\bar{M}_{k1}}{\eta_m} = \\ &= \bar{n}_{m,g} (\Delta \bar{N}_t \bar{n}_2^2 + \bar{n}_1^2) \frac{\bar{n} - \bar{n}_1}{\bar{n}_2 - \bar{n}_1} - \bar{n}_{m,g} \cdot \bar{n}_1^2. \end{aligned}$$

Подставляя это выражение в выражение (5.4) при $\bar{M}_{ct} = \bar{N}_{ct,x} / \bar{n}_x = \text{const}$ и интегрируя в пределах от \bar{n}_1 до \bar{n}_2 , получим

$$t_2 = \frac{K_t}{\bar{n}_{m,g}} \cdot \frac{\bar{n}_2 - \bar{n}_1}{\Delta \bar{N}_t \bar{n}_2^2 + \bar{n}_1^2} \ln \left[\frac{\bar{n}_{m,g} \bar{n}_x (\Delta \bar{N}_t \bar{n}_2^2 + \bar{n}_1^2)}{\bar{N}_{ct,x} - \bar{n}_1^2 \bar{n}_{m,g} \bar{n}_x} + 1 \right]$$

или с учетом равенства (5.9):

$$t_2 = \frac{K_t}{\bar{n}_{m,g}} \frac{\bar{n}_2 - \bar{n}_1}{\Delta \bar{N}_t \bar{n}_2^2 + \bar{n}_1^2} \ln \left(\frac{\Delta \bar{N}_t \bar{n}_2^2 + \bar{n}_1^2}{\bar{n}_x^2 - \bar{n}_1^2} + 1 \right), \quad (5.17)$$

где $\Delta \bar{N}_t = \left(\sqrt{\bar{T}_r} - \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_r}} \right)_2$ — избыточная относительная мощность турбины при частоте вращения отключения стартера \bar{n}_2 .

Время второго этапа запуска, так же как и время других этапов, прямо пропорционально коэффициенту динамичности двигателя K_t и зависит от относительной избыточной мощности турбины в конце этапа $\Delta \bar{N}_t$ и относительной мощности стартера $\bar{N}_{ct,x}$, определяющей величину \bar{n}_x (рис. 5.6). Приведенный график свидетельствует о том, что время второго этапа запуска, так же как и время первого этапа (см. рис. 5.4), в основном зависит от мощности стартерного устройства.

Общее время запуска определяется как сумма отдельных этапов в соответствии с выражениями (5.14), (5.17), (5.16):

$$t_{\text{зап}} = t_1 + t_2 + t_3. \quad (5.18)$$

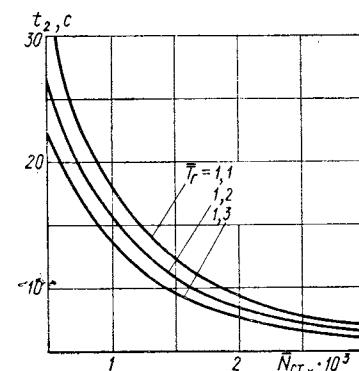


Рис. 5.6. Время второго этапа запуска одновального ТРД в зависимости от относительной мощности стартера при различных температурах газа перед турбиной ($K_t = 0,5$ с; $\bar{n}_1 = 0,1$; $\bar{n}_2 = 0,3$; $\bar{n}_{m,g} = 0,4$; $M_{ct} = \text{const}$)

5.1.7. Пути сокращения времени запуска ТРД

Так как во все зависимости, определяющие время отдельных этапов запуска (5.14), (5.17), (5.16), входит в качестве множителя коэффициент динамичности

$$K_t = 4\pi^2 I_z n_{\text{max}}^2 / N_{t \text{ max}},$$

то время запуска, так же как и время приемистости двигателя, в первую очередь зависит от этого параметра. Следовательно, время запуска двигателя сокращается при уменьшении момента инерции ротора и при увеличении отношения мощности турбины к квадрату частоты вращения ротора на максимальном режиме (рис. 5.7).

Из приведенных выше зависимостей также следует, что при выбранных частотах вращения подачи топлива при запуске \bar{n}_1 и отключении стартера \bar{n}_2 время запуска может быть сокращено при увеличении мощности стартера, т. е. при увеличении \bar{n}_x

(первый и второй этапы), и при увеличении относительной избыточной мощности турбины $\Delta \bar{N}_t$, т. е. при увеличении относительной температуры газа \bar{T}_r (третий и отчасти второй этапы).

На рис. 5.8 показаны результаты расчета по приведенным выше зависимостям раскрутки ротора в процессе запуска одновального ТРД при разных относительных мощностях стартера. Основную часть времени запуска составляют первый и второй этапы (при небольших мощностях стартера — до 90% от $t_{\text{зап}}$), в которых ускорение двигателя зависит главным образом от крутящего момента стартера. Поэтому главным резервом ускорения запуска является уменьшение времени этих двух этапов путем увеличения мощности пускового устройства. В рассмотренном примере увеличение мощности стартера в пять раз привело к трехкратному сокращению времени запуска.

Степень повышения температуры газа перед турбиной до $\bar{T}_r = 1,1-1,2$ заметно сокращает время запуска (см. рис. 5.5) особенно при большой мощности стартера, когда время первых этапов запуска мало.

Однако повышение температуры ограничивается опасностью возможного перегрева турбины и появления срывных режимов работы компрессора, тем более, что сравнительно малая

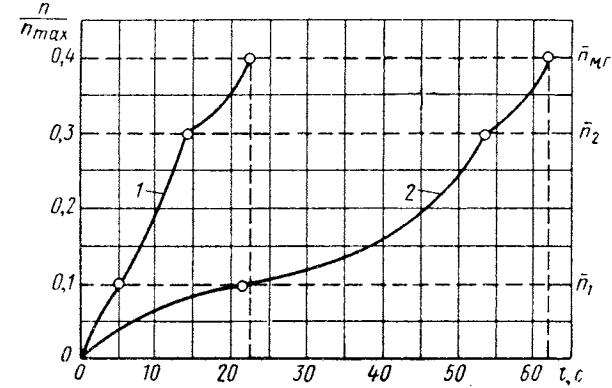


Рис. 5.8. Изменение частоты вращения ротора одновального ТРД в процессе запуска при разных относительных мощностях стартера ($K_t = 0,7$ с; $\bar{T}_r = 1,2$, $M_{\text{ст}} = \text{const}$): 1 — $\bar{N}_{\text{ст.}x} = 3 \cdot 10^{-3}$; 2 — $\bar{N}_{\text{ст.}x} = 0,6 \cdot 10^{-3}$

точность регулировки подачи топлива при запуске и широкое изменение условий эксплуатации двигателя требует сохранения значительных запасов устойчивости компрессора. Таким образом наиболее радикальным средством существенного сокращения времени запуска остается повышение мощности пусковых устройств, применение мощных, легких и малогабаритных стартеров. На рис. 5.9 показано влияние удельной мощности стартера на общее время запуска одновального ТРД при различной степени увеличения температуры газов перед турбиной. Ускоренный запуск со временем, меньшим 20—25 с, может быть получен при относительной мощности стартера $\bar{N}_{\text{ст.}x} > 2 \cdot 10^{-3}$.

Повышение мощности стартера может служить также средством улучшения надежности двигателя, так как при этом некоторое увеличение времени запуска (при достаточно низком его уровне) позволяет заметно снизить потребную температуру газов и, тем самым, уменьшить опасность периодического перегрева деталей горячей части двигателя при запусках.

При выборе рационального закона подачи топлива, обеспечивающего необходимое для запуска увеличение температуры газов, следует учитывать снижение полноты сгорания топлива в камерах на пусковых режимах (до величин $\eta_r = 0,4-0,5$), что должно в каждом случае исследоваться экспериментально.

Рассмотренные выше расчетные примеры касались одновального ТРД со стартером, дающим постоянный крутящий момент при изменении частоты вращения ротора. При стартере с падающей характеристикой крутящего момента потребная мощность его $\bar{N}_{\text{ст.}x}$ для получения того же времени запуска должна быть несколько увеличена.

Ориентировочно можно считать, что приведенные выше значения потребной относительной мощности стартера сохраняются также и в случае многоавальных ТРД и ТРДД.

5.2. ЗАПУСК В ПОЛЕТЕ

Область режимов полета, в которой гарантируется надежный высотный запуск двигателя, обычно задается диапазоном скоростей по прибору (от $V_{\text{пр.} \min}$ до $V_{\text{пр.} \max}$) и граничной высотой запуска $H_{\text{пр.} \text{зап}}$ (рис. 5.10). Эта область назначается таким образом, чтобы границы возможного высотного запуска с некоторым запа-

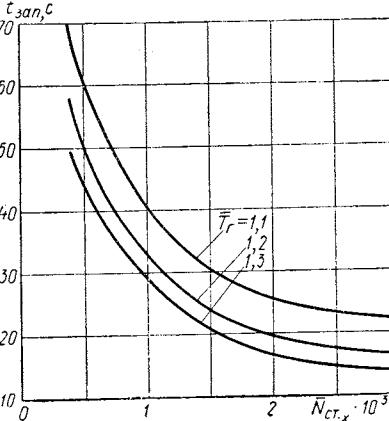


Рис. 5.9. Влияние относительной мощности стартера и степени увеличения температуры газа перед турбиной на общее время запуска одновального ТРД ($K_t = 0,5$ с; $n_1 = 0,1$; $n_2 = 0,3$; $n_{\text{м.} \text{г}} = 0,4$; $M_{\text{ст}} = \text{const}$)

сом отстояли от области гарантированного запуска. В пределах области режимов полета самолетов с ГТД приходится сталкиваться обычно со следующими границами возможного высотного запуска (рис. 5.10): границей $I-I$, определяемой процессом воспламенения топлива, и границей $II-II$, определяемой динамическими характеристиками двигателя. Эти границы запуска типичны для всех газотурбинных двигателей. Однако могут быть и другие ограничения запуска, например, определяемые запасом устойчивой работы камеры сгорания в области бедных смесей или устойчивостью воздухозаборника, что обычно выявляется при больших скоростях полета.

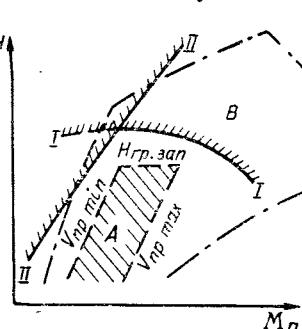


Рис. 5.10. Границы высотного запуска ГТД:

$I-I$ — граница запуска, определяемая процессом воспламенения топлива; $II-II$ — граница высотного запуска, определяемая динамическими характеристиками; A — область режимов полета, в которой рекомендуется выполнять запуск; B — область режимов полета самолета

тием кнопки «Запуск в зажигания и электроклапана основного топлива, воспламенение пускового, а затем и основного топлива в горелках камеры сгорания, в которых расположены пусковые воспламенители, а затем переброска пламени к остальным горелкам и т. д.

Каждый из указанных процессов занимает определенное время, причем их суммарное время всего цикла ($t_{ц}$) не должно превышать продолжительности работы временного механизма, устанавливающего циклограмму запуска, а там, где такой механизм не используется, — продолжительности работы системы зажигания

Типичное изменение длительности рассмотренных элементов цикла воспламенения в зависимости от числа M_n при постоянной

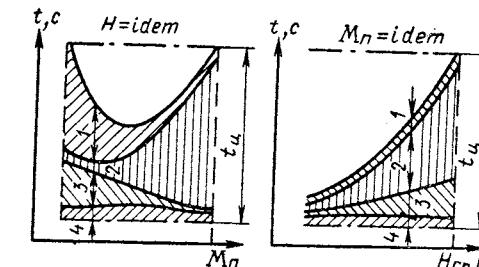


Рис. 5.11. Зависимости длительности элементов цикла воспламенения от скорости и высоты полета:

1 — продолжительность переброски пламени по жаровым трубам; 2 — время задержки воспламенения основного топлива; 3 — время заполнения топливных магистралей; 4 — время, занимаемое холостыми ходами в приводе командных кулачков

высоте полета и в зависимости от высоты полета при постоянном числе M_n для ГТД с пусковыми воспламенителями показано на рис. 5.11.

5.2.2. Пусковые характеристики камеры сгорания ГТД

Известны весьма разнообразные системы воспламенения топливо-воздушной смеси в камере сгорания — от свечи зажигания до использования самовоспламеняющихся (пирофорных) топлив. Однако наиболее распространенной является система непосредственного воспламенения смеси в камере сгорания электрическим разрядом от свечи.

Механизм воспламенения топливо-воздушной смеси обусловлен следующими обстоятельствами. Вследствие весьма низких температур воздуха (и топлива) на режимах авторотации, предшествующих запуску двигателя в полете в рекомендуемой области (А) даже при насыщении воздуха парами топлива не могут быть образованы гомогенные смеси. Поэтому воспламенение смеси в камере сгорания на режимах запуска сводится к процессу воспламенения, как правило, отдельных капель с последующим распространением пламени на всю топливо-воздушную смесь.

Условия воспламенения отдельных капель топлива определяются взаимодействием поля концентраций паров топлива вокруг капли с полем температур, создаваемым начальным тепловым источником.

Скорость испарения и градиент концентрации топлива в паровой оболочке вокруг капли зависят от диаметра капель, их плотности в рассматриваемом объеме, теплопроводности, теплоты испарения и давления насыщенных паров топлива.

Скорость образования нужного концентрационного поля вокруг капель и скорость химических реакций находятся в непосредственной связи с температурой воздуха и топлива.

Таким образом, пусковые характеристики камеры сгорания определяются следующими факторами:

— геометрическими данными свечи, пускового воспламенителя (если он применяется) и жаровой трубы камеры сгорания;

— средними параметрами воздуха на входе в камеру сгорания — давлением p_k , температурой T_k , скоростью потока c_k , а также полями этих параметров в характерных сечениях по длине жаровой трубы;

— характеристиками системы зажигания — энергией единичного разряда, частотой и особенностями электрического разряда на свече;

— параметрами топливной форсунки — углом и равномерностью распыливания, диаметром капель, расходной характеристикой;

— физико-химическими свойствами топлива — температурой, вязкостью, коэффициентом поверхностного натяжения, теплоем-

костью, скрытой теплотой испарения, давлением насыщенных паров, температурой самовоспламенения, стехиометрическим коэффициентом, теплотворной способностью и др.;

— составом топливо-воздушной смеси α , зависящим от программы регулирования расхода топлива на режимах запуска.

Число факторов, влияющих на пусковые характеристики камеры сгорания настолько велико, что решение задачи выбора оптимальных вариантов системы запуска представляет значительные трудности. Для известных уже компоновки камеры

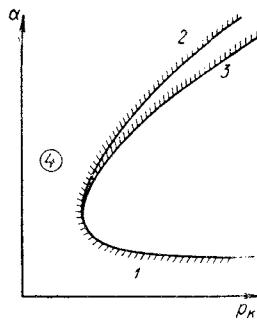


Рис. 5.12. Пусковая характеристика камеры сгорания:

1 — граница «благотого» срыва;
2 — граница «бедного» срыва;
3 — граница воспламенения «бедных» смесей;
4 — область отсутствия воспламенения смеси

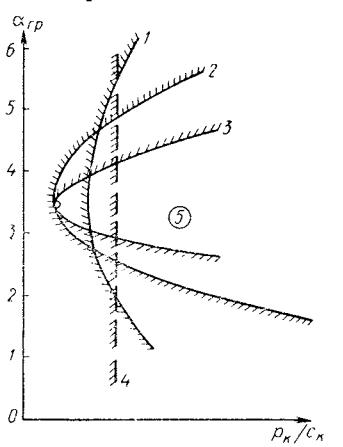


Рис. 5.13. Типичные пусковые характеристики камеры сгорания:

1 — $p_k/c_k = C_1 + C_2(\alpha - C_3)^1,5$;
2 — $p_k/c_k = C_1 + C_2(\alpha - C_3)^2$;
3 — $p_k/c_k = C_1 + C_2(\alpha - C_3)^3$;
4 — $p_k/c_k = C_1$;
5 — область воспламенения смеси

сгорания, системы зажигания, программы регулирования подачи топлива и сорта топлива число факторов, от которых зависят пусковые характеристики камеры сгорания, может быть сокращено. Так, пусковую характеристику конкретной камеры сгорания можно определить по зависимости граничного состава топливо-воздушной смеси, при котором обеспечиваются воспламенение топливо-воздушной смеси и последующее устойчивое горение, от параметров воздушного потока в камере, т. е. по $\alpha_{rp} = f(p_k, T_k, c_k)$.

Расход топлива в начальный момент запуска обычно стремится выбрать таким, при котором обеспечиваются удовлетворительный распыл топлива форсунками, достаточный для попадания необходимого количества топлива в зону разрядного промежутка свечи. Этому условию соответствует некоторый нередко постоянный расход топлива в широком диапазоне высот полета.

При таком регулировании подачи топлива в силу известной связи между параметрами через уравнения расхода воздуха на

входе в камеру сгорания указанная выше функциональная зависимость может быть упрощена на любую одну из независимых переменных. Например, можно записать $\alpha_{rp} = f(p_k, T_k)$, $\alpha_{rp} = f(p_k, c_k)$ и т. д.

На рис. 5.12 приведена типичная пусковая характеристика камеры сгорания ГТД (при $T_k = \text{idem}$).

Давление, температура и скорость воздуха на входе в камеру сгорания относятся к параметрам, которые на пусковых режимах изменяются в широком диапазоне и оказывают существенное влияние на процесс воспламенения.

Ухудшение пусковых характеристик камеры сгорания с понижением давления воздуха связано с перераспределением топлива в первичной зоне, уменьшением воспламеняющей способности начального очага горения, падением полноты сгорания в зоне очага горения и скорости химических реакций.

Основное влияние охлаждения воздуха сводится к замедлению испарения капель вследствие охлаждения топлива на поверхности капли и процесса диффузии пара от поверхности капли в окружающую среду. Концентрации топлива вокруг капель становятся меньше, а условия передачи пламени с капли на каплю хуже. Кроме этого, при охлаждении воздуха понижается скорость развития начального очага горения.

Следует заметить, что даже зависимости, приведенные выше, являются достаточно сложными для анализа пусковых характеристик камер сгорания. Поэтому часто предпринимаются попытки с использованием методов теории подобия и размерности упростить форму представления пусковых характеристик путем введения комплексов параметров, получаемых после преобразования критериев подобия. Один из таких комплексов может быть получен в виде $\frac{p_k}{c_k} = C_1 + C_2(\alpha - C_3)^p$, где t и n — некоторые экспериментально определяемые показатели, в частном случае близкие к единице. В результате этого пусковую характеристику камеры сгорания можно представить таким образом: $\alpha_{rp} = f(p_k/c_k)$. В указанных координатах пусковые характеристики имеют вид парабол, приближенно описываемых уравнением

$$\frac{p_k}{c_k} = C_1 + C_2(\alpha - C_3)^p.$$

Здесь C_1 , C_2 , C_3 — постоянные коэффициенты;
 p — показатель степени, изменяющийся в диапазоне от нуля до, примерно, трех.

На рис. 5.13 изображены типичные пусковые характеристики камеры сгорания в координатах $\alpha_{rp} — p_k/c_k$.

5.2.3. Граница высотного запуска, определяемая пусковыми характеристиками

Характер протекания границы высотного запуска, определяемой процессом воспламенения топливо-воздушной смеси в камере сгорания, зависит в общем случае как от пусковых характеристик камеры сгорания, так и от параметров воздуха на входе в нее на режимах авторотации.

На рис. 5.14 приведены зависимости частот вращения и безразмерных параметров на входе в камеру сгорания ГТД различ-

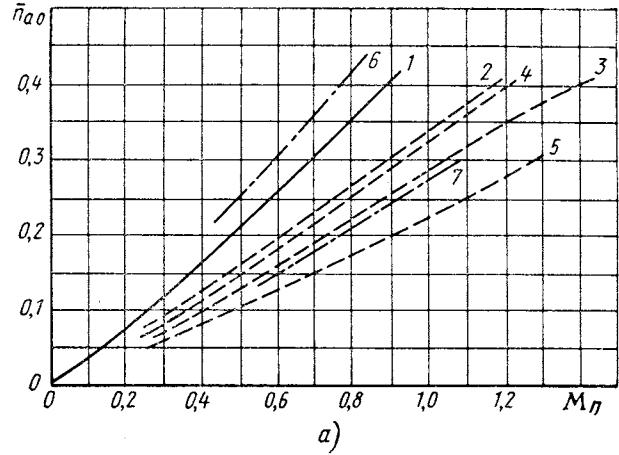


Рис. 5.14. Зависимости на режимах авторотации:

а — частота вращения; б — параметры на входе в камеру сгорания; 1 — одновальный нерегулируемый ТРД; 2 — то же с перепуском 20% воздуха из промежуточных ступеней компрессора; 3 — то же с перепуском 40%; 4 — то же с перепуском 20% воздуха за компрессором; 5 — то же с перепуском 40%; 6 и 7 — РВД и РНД двухвального ТРД

ных схем при различных способах регулирования на режимах авторотации. Следует заметить, что комплекс вида $(p_k/c_k)_0$ в зависимости от n_{a0} (рис. 5.15) весьма мало отличается для различных ГТД. Это обстоятельство позволяет по зависимостям

$$n_{a0} = f(M_n), (p_k/c_k)_0 = f(n_{a0}), (p_k/c_k)_0 = f(\alpha)$$

при $G_r = \text{idem}$ путем их совместного решения определить границу высотного запуска ГТД в координатах $H - M_n$.

По существу различие в границах высотного запуска у ГТД различных схем обусловливается только различием в пусковых характеристиках их камеры сгорания. Способы регулирования элементов двигателя на режимах авторотации, конструктивная схема двигателя и его параметры оказывают существенно меньшее влияние на характер протекания границы высотного запуска,

поскольку они в основном определяются процессом воспламенения топливо-воздушной смеси в камере сгорания.

На рис. 5.16 показаны границы высотного запуска ГТД, которые получаются при различных видах пусковых характеристик из числа наиболее распространенных. Интересно отметить, что пусковой характеристике камеры сгорания, описываемой уравнением параболы второй степени, соответствует граница высотного запуска, изображаемая прямой линией, т. е. в этом случае получается постоянная высотность запуска при всех ско-

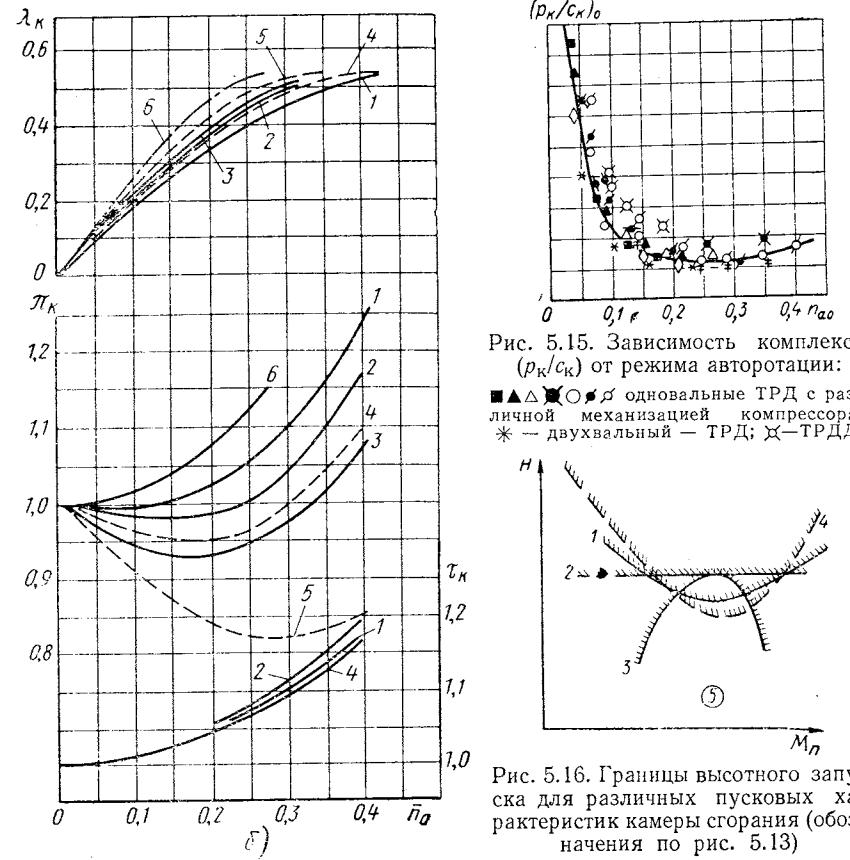


Рис. 5.14

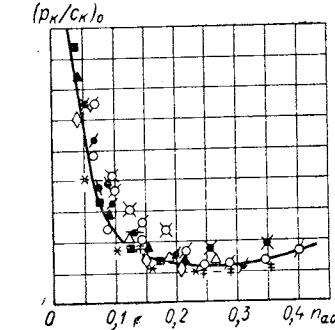


Рис. 5.15. Зависимость комплекса $(p_k/c_k)_0$ от режима авторотации:
■▲△○○○ — одновальные ТРД с различной механизацией компрессора;
* — двухвальный ТРД; ✕ — ТРДД

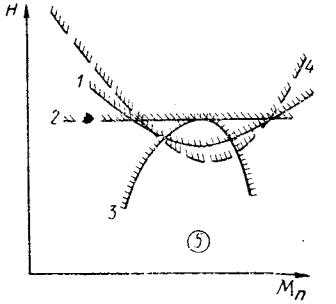


Рис. 5.16. Границы высотного запуска для различных пусковых характеристик камеры сгорания (обозначения по рис. 5.13)

ростях полета. Пусковым характеристикам камеры сгорания, описываемым параболой выше второй степени, т. е. в случае относительно узкого диапазона воспламенения топливо-воздушной смеси, соответствует граница высотного запуска в виде параболы, обращенной вершиной вверх, а для степеней, меньших двух, — в виде параболы, обращенной вершиной вниз.

5.2.4. Граница высотного запуска, определяемая динамическими свойствами двигателя

После того как процесс воспламенения в камере нормально осуществлен, произошедшее повышение температуры газа создает избыточную мощность на турбине, под воздействием которой при определенной программе подачи топлива и регулировании двигателя происходят раскрутка ротора и выход двигателя на режим малого газа или на рабочий режим.

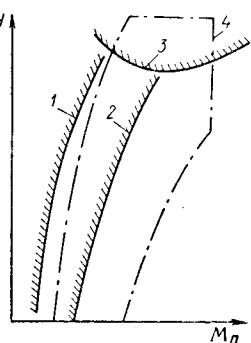


Рис. 5.17. Границы высотного запуска:

1 — граница, определяемая динамическими свойствами ТРД и ТРДД с малой степенью двухконтурности ($m < 0.5 + 1$); 2 — тоже для ТРДД с $m = 2 + 5$; 3 — граница запуска, определяемая пусковыми свойствами камеры сгорания; 4 — граница области режимов полета дозвукового самолета

С увеличением высоты и уменьшением скорости полета запас устойчивости компрессора снижается вследствие уменьшения числа Рейнольдса. Кроме этого при малых частотах вращения повышение температуры сопряжено с существенным ухудшением к. п. д. турбины, усугубляемым процессом дого

рания топлива в турбине.

И, наконец, при увеличении высоты или уменьшении числа M_n увеличивается время переходного процесса, как вследствие снижения давления на входе в двигатель и, соответственно, избыточной мощности на валу двигателя, так и вследствие расширения диапазона раскрутки из-за увеличения частоты вращения на режиме малого газа.

Существует определенный предел продолжительности запуска, превышение которого воспринимается пилотом как незапуск. Обычно это время составляет от 40 до 60 с.

Указанные факторы обуславливают существование границы запуска (рис. 5.17), определяемой динамическими свойствами двигателя (продолжительностью процесса запуска) вне зависимости от того, какая из указанных причин явилась основной.

5.2.5. Особенности запуска ТРДД

На режимах запуска ротор низкого давления имеет очень низкую частоту вращения и малую избыточную мощность турбины вентилятора. Вследствие этого продолжительность раскрутки ротора низкого давления оказывается очень большой. Большие скольжения роторов, возникающие вследствие этого, приводят к дополнительному уменьшению избыточной мощности турбины. Вследствие этого граница высотного запуска ТРДД, определяемая динамическими свойствами, проходит правее, чем у ТРД, как показано на рис. 5.17. При этом чем выше степень двухконтурности, тем правее по числу M_n граница высотного запуска.

Для расширения области высотного запуска в сторону минимальных скоростей полета необходимы специальные меры. Наиболее распространенным средством является подкрутка ротора стартером двигателя, питаемым, например, сжатым воздухом от другого работающего двигателя на самолете или от мощного источника энергии — баллона сжатого воздуха, пиростартера и т. п.

Граница запуска, определяемая процессом воспламенения топливо-воздушной смеси в ТРДД, как и в ТРД, определяется пусковыми характеристиками камеры сгорания. В принципе пусковые характеристики камер сгорания ТРДД несколько хуже, чем у ТРД вследствие более широкого диапазона изменения параметров на входе в камеру сгорания ТРДД.

5.2.6. Запуск турбовинтовых двигателей в полете

При выключении ТВД в полете лопасти винта устанавливаются во флюгерное положение (по направлению полета), чтобы избежать большой отрицательной тяги. Обороты авторотации двигателя при этом близки к нулю. Вообще же, устанавливая лопасти винта на нужный угол, можно получить любые обороты авторотации, даже превышающие максимально допустимые по прочности винта и двигателя. Однако при этом возникает большое сопротивление винта, нарушающее устойчивость и управляемость многомоторного самолета.

При необходимости запуска в полете винт выводится из флюгерного положения; при этом обороты авторотации возрастают, но появляется отрицательная тяга винта. Поэтому весь процесс запуска и вывода двигателя на нужный режим должен происходить за короткое время. В некоторых двигателях процесс расфлюгирования винта с помощью специального ограничителя производится так, чтобы момент, идущий от винта на раскрутку ротора двигателя, был постоянным, что ограничивает отрицательную тягу винта на малом уровне и четко регламентирует процесс повторного запуска двигателя в полете.

С учетом особенностей, накладываемых винтом, характер процесса запуска ТВД в полете по внутридвигательным характеристикам близок к характеру процесса запуска ТРД.

Глава VI

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Программы подачи топлива на режимах запуска, приемистости и сброса в ТРД и ТРДД могут быть выбраны различным образом; на их выбор влияют характеристики и способ регулирования элементов двигателя. Для получения требуемого времени приемистости стремятся выбрать программу, при которой регулируемые параметры были по возможности близки к их предельным значениям, определяемым ограничениями, которые существуют в двигателе.

Главными ограничениями при запуске, приемистости и сбросе, как указывалось, являются:

- помпаж и неустойчивая работа компрессора;
- перегрев турбины или других элементов горячей части двигателя;
- срыв пламени в камере сгорания.

Поэтому целесообразно программу подачи топлива при запуске, приемистости и сбросе построить в зависимости от параметров, характеризующих указанные явления. Это не исключает возможности применения других законов подачи топлива и принципов регулирования, если задача получения достаточно малого времени приемистости может быть решена более простыми средствами.

Для обеспечения желательного протекания расхода топлива на переходных режимах необходимы специальные регулирующие устройства, так называемые топливные автоматы запуска и автоматы приемистости, являющиеся одними из важнейших и сложнейших узлов топливорегулирующей аппаратуры двигателя.

Наряду с выполнением заданной программы регулирования расхода топлива на переходных режимах, для улучшения запуска и разгона широко применяются дополнительные средства механизации, изменяющие геометрию проточной части двигателя (увеличивающие площадь реактивного сопла и открывающие клапаны перепуска воздуха из компрессора) на переходных режимах.

На режимах сброса, которые вызываются уменьшением расхода топлива, важно не допустить самовыключения камеры сгорания

из-за переобеднения топливоздушной смеси. Поэтому в топливных регуляторах всегда имеются ограничители минимального расхода топлива, автоматически препятствующие снижению расхода топлива ниже определенного уровня при любых командах со стороны летчика на снижение режима. На некоторых двигателях величина минимального расхода топлива программируется, например, в зависимости от n и p_k .

Системы регулирования расхода топлива на переходных режимах совершенствовались в соответствии с усложнением схем двигателей и повышением требований к качеству переходных процессов.

Автоматические регуляторы, определяющие программы подачи топлива при запуске, разгоне и сбросе газа двигателя, конструктивно выполняются как самостоятельные агрегаты в регуляторах расхода топлива основного контура двигателя. В том случае когда эти регуляторы дозируют подачу топлива в зависимости от параметров рабочего процесса двигателя (p_k , p_{bx} , T_{bx} и др.) они образуют замкнутую систему регулирования. В некоторых случаях отдельные узлы этой системы используются для регулирования подачи топлива или для ограничения некоторых параметров на установившихся режимах, т. е. осуществляется совмещение функций, которое способствует упрощению конструкции регуляторов расхода, снижению массы и уменьшению габаритов.

В случае когда программа подачи топлива на переходных режимах не зависит от текущих значений параметров двигателя, регуляторы разгона представляют не замкнутую систему регулирования: нарастание и уменьшение подачи топлива происходит по времени процесса*.

К системам регулирования переходных режимов обоих типов предъявляется требование, чтобы они не влияли на работу регуляторов установившихся режимов.

Рассмотрим возможные программы регулирования подачи топлива на переходных режимах и аппаратуру, с помощью которой они реализуются.

6.1. ПРОГРАММЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ПО ДАВЛЕНИЮ ВОЗДУХА ЗА КОМПРЕССОРОМ

Такого типа программы основаны на измерении полного или статического давления воздуха за компрессором и прямом или косвенном измерении давления воздуха перед компрессором.

Для некоторых двигателей границы помпажа в координатах $G_{tp} = f(p_k, p_{bx})$ в определенном интервале высот и скоростей

* Здесь устройство регулирующей аппаратуры рассматривается в качественном плане. Более детальный анализ содержится в специальной литературе [6, 15, 18].

полета могут быть хорошо интерполированы простыми линейными или степенными функциями. В таких случаях может оказаться целесообразным построить программу подачи топлива в зависимости от параметров, определяющих степень сжатия компрессора. Первым и простейшим способом регулирования расхода топлива при разгоне двигателя был клапан приемистости, работавший по программе $p_{\text{тп}} = f(p_k - p_H)$ (рис. 6.1). На всех установленных режимах работы двигателя давление воздуха за компрессором p_k и усилие затяжки пружины 1 удерживают золотник 2 перепуска на упоре в крайнем нижнем

положении, в котором перекрывает перепуск топлива на слив. При разгоне, в связи с быстрым перемещением дозирующего крана, связанного непосредственно с рычагом управления двигателем (РУД), давление топлива $p_{\text{тп}}$ под золотником клапана приемистости возрастает, золотник 2 приподнимается вверх и перепускает часть топлива, подаваемого насосом, на слив, обеспечивая таким образом дозировку топлива по закону $p_{\text{тп}} = f(p_k - p_H)$. Этот способ регулирования подачи топлива обеспечивает нормальный разгон двигателя на относительно небольших высотах. С увеличением высоты полета самолетов возникла необходимость усложнения автомата приемистости как путем коррекции предварительной затяжки мембранный пружины в зависимости от высоты полета (от p_H), так и путем коррекции давления воздуха p_k , подводимого в полость над мембраной, также в зависимости от p_H ($p_m = f(p_k, p_H)$).

Автомат приемистости, построенный по этой схеме, показан на рис. 6.2.

Автоматы приемистости этого типа обеспечивают нормальный разгон двигателей одновальной схемы до значительно больших высот, чем их более простые предшественники, однако эти механизмы имеют ряд существенных недостатков. Во-первых, с помощью этих агрегатов регулируется не расход топлива в двигатель, а давление топлива перед распределительным клапаном форсунок, которое зависит от настройки распределительного клапана, могущей изменяться по мере выработки ресурса двигателя, и от проливочных характеристик коллекторов форсунок двигателя ($G_{\text{тп}, \text{ф}} = f(p_{\text{ф}})$, которые также могут изменяться вследствие коксования форсунок во время эксплуатации двигателя. По этим причинам расход топлива в двигатель, дозируемый автоматом приемистости, не остается стабильным во время эксплуатации

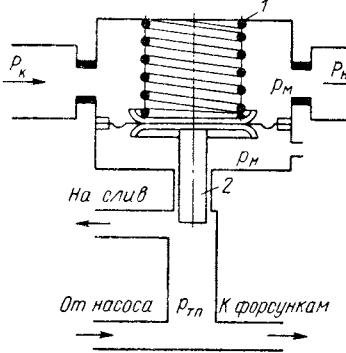


Рис. 6.1. Схема клапана приемистости, работающего по программе $p_{\text{тп}} = f(p_k - p_H)$

двигателя, а это требует частой подрегулировки автомата приемистости. Во-вторых, автомат приемистости рассматриваемой схемы не реагирует на изменение температуры воздуха на входе в двигатель, что приводит к увеличению времени разгона при повышении температуры воздуха на входе. В-третьих, в двигателях с регулируемой геометрией компрессора с помощью лент, клапанов перепуска (при наличии релейно действующих органов механизаций) на клапан приемистости поступает сильное возмущающее воздействие — скачкообразное изменение давления p_k ,

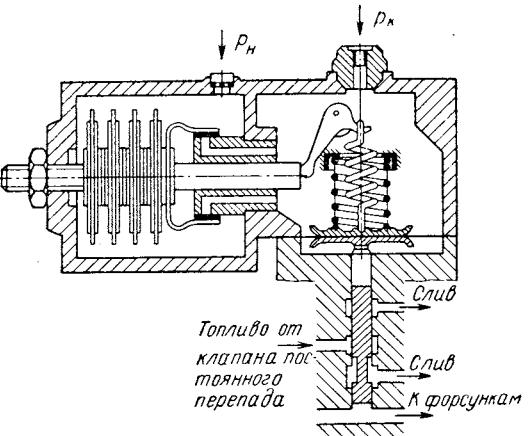


Рис. 6.2. Схема автомата приемистости, работающего по программе $p_{\text{тп}} = f [(p_k - p_H), p_H]$

которое вызывает в свою очередь резкое изменение расхода топлива, сопровождающееся автоколебательными явлениями, что может привести к срывным явлениям в двигателе. В-четвертых, с помощью клапана приемистости рассматриваемого типа чрезвычайно трудно получить требуемую зависимость расхода топлива $G_{\text{тп}} = f(n)$, обеспечивающую минимальное время разгона. Поэтому на двигателях более сложных схем (двухвальных, с широкой механизацией компрессора и сопла) автоматы приемистости этого типа не нашли широкого применения.

На рис. 6.3 показан еще один вариант регулятора разгона, дозирующего подачу топлива по закону $G_{\text{тп}} = f(p_k)$.

В этом регуляторе разгона имеется специальный дозирующий орган 1, на котором поддерживается постоянный перепад давлений между полостями A и B . Осевое перемещение дозирующего органа 1, следовательно, перекрытие сечения F зависят от давления p_k , воздействующего через управляющий узел 3. Дозирующий орган профицируется по контуру 2 таким образом, чтобы обеспечить беспомпажный разгон двигателя во всем диапазоне высот и скоростей полета.

Регулятор разгона этого типа обладает несколько лучшими характеристиками, чем описанные выше, но не всегда позволяет обеспечить оптимальные программы подачи топлива по высотам.

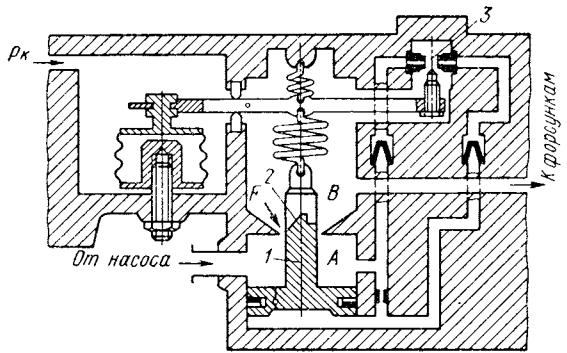


Рис. 6.3. Схема автомата приемистости, работающего по программе $G_{\text{пп}} = f(p_k)$

Некоторое улучшение характеристик регулятора разгона этого типа осуществлено путем введения дополнительного сигнала по π_k . В этом случае допустимый расход топлива на переходных режимах может быть приближенно аппроксимирован ломаной прямой $G_{tp} = f(p_k)$, точка перелома в которой соответствует вполне определенному значению π_k .

6.2. ВРЕМЕННЫЕ ПРОГРАММЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Одним из простейших способов управления подачей топлива при разгоне является применение так называемого гидроизамедлителя (рис. 6.4), устанавливаемого либо в кинематической цепи между рычагом 2 настройки центробежного регулятора частоты вращения 3, связанным с РУД, либо в гидравлической системе, управляющей скоростью перемещения дозирующего органа регулятора.

В обоих вариантах установки задача гидрозамедлителя состоит в том, чтобы обеспечить перемещение дозирующего органа регулятора расхода топлива с постоянной скоростью, независимо от темпа перемещения управляющего органа (РУД летчика).

Гидрозамедлитель может быть устроен таким образом, чтобы ограничить как скорость нарастания, так и скорость уменьшения расхода топлива. При перемещении РУД (рычага регулятора 2) ползушка 6, находящаяся на штоке 8 сервопоршня 9, смещается, закрывая отверстие 7, через которое топливо сливается из полости *A* за сервопоршнем. Топливо, поступающее в полость *A* под постоянным давлением через дросселирующее сопротивление (дроссельный пакет 1), перемещает с определенной скоростью сервопоршень 9 вправо.

поршень 9 и шток гидрозамедлителя 8 до тех пор, пока вновь не откроется отверстие слива 7 в штоке 8. При движении сервопоршня 9 гидрозамедлителя через рычажную систему 5 происходит перезатяжка пружины 4 регулятора частоты вращения двигателя 3. Таким образом гидрозамедлитель является устройством для дозировки подачи топлива по времени. На работу гидрозамедлителя не оказывают влияния внешние условия полета, положение органов механизации компрессора и положение створок реактивного сопла.

Настройка гидрозамедлителя производится таким образом, чтобы обеспечить темп нарастания подачи топлива при разгоне

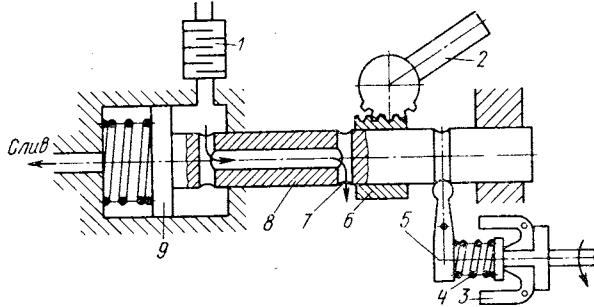


Рис. 6.4. Схема гидрозамедлителя

для исключения возможности помпажа и превышения температуры газов перед турбиной при наихудших с этой точки зрения внешних условиях полета и положении органов механизации двигателя. Вследствие этого на всех других высотах и скоростях полета время разгона оказывается неоптимальным, в ряде случаев чрезвычайно растянутым, и поэтому гидрозамедлитель в качестве автомата приемистости может применяться только на двигателях таких самолетов, у которых время разгона двигателя не оказывает существенного влияния на их эксплуатационные характеристики.

Временным регулятором расхода топлива при разгоне является также ограничитель нарастания давления топлива (ОНД) (рис. 6.5). Он представляет собой управляющий золотник 2, на один торец которого действует давление топлива p_f в дополнительном (первичном) коллекторе форсунок основного контура двигателя, а на другой торец — усилие от пружины 4. Затяжка пружины 4 зависит от положения сервопоршня 5. На всех установившихся режимах сила затяжки пружины превышает усилие от давления топлива и поэтому золотник на этих режимах смещен влево (на рис. 6.5) до упора. При этом золотник своим пояском 3 перекрывает канал 9, связывающий управляющее давление в полости B за сервопоршнем 8 наклонной шайбы плунжерного насоса (или другого устройства, управляющего расходом

топлива) со сливом, а другой поясок 1 открывает перепуск топлива на слив через калиброванное дроссельное сечение 10 из полости A за поршнем 5, куда топливо поступает под постоянным давлением через два дроссельных сопротивления (пакета 6 и 7). При быстром перемещении рычага управления в сторону более высоких режимов происходит скачкообразное нарастание давления топлива в коллекторе форсунок. Золотник 2 под действием увеличившегося давления p_f смещается вправо (на рис. 6.5) и поясок 3 полости B открывает канал 9 для слива, что предотвращает дальнейшее повышение производительности насоса и ограничивает первоначальный

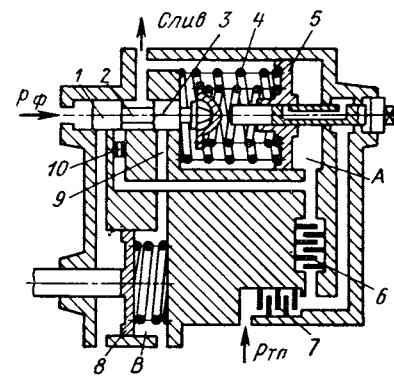


Рис. 6.5. Схема ограничителя нарастания давления (ОНД)

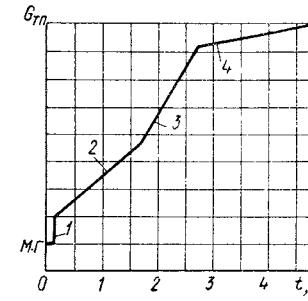


Рис. 6.6. Характеристика ОНД

заброс давления топлива p_f (участок 1 на характеристике рис. 6.6). Одновременно поясок 1 золотника 2 перекрывает слив топлива из полости A за поршнем 5 (см. рис. 6.5). Топливо, поступающее в эту полость через дроссельные пакеты 6 и 7, вызывает перемещение поршня 5 с определенной скоростью влево, что приводит к увеличению затяжки пружины 4. Золотник 2 ОНД перемещается влево, перекрывает слив из полости B за сервопоршнем насоса, отчего повышаются давление p_f и расход топлива в двигатель (участок 2 характеристики). При некотором положении поршня 5, соответствующем давлению p_f , вскрывается канал для дополнительного поступления топлива в полость A над поршнем, минуя дроссельный пакет 6, что приводит к существенному увеличению темпа нарастания давления (участок 3 характеристики на рис. 6.6). Подбором дроссельных пакетов (ОНД) 6 и 7 можно получить любой желаемый темп нарастания давления топлива p_f . Первоначальный заброс давления (участок 1) зависит от величины перекрытия канала 9 пояском 3 золотника и также может регулироваться в определенных пределах.

Если сравнить теоретическую линию потребных расходов топлива при разгоне с характеристикой ОНД, показанной на рис. 6.6, учитывая, что $G_{th} = f(p_f)$ и что в процессе разгона $n = f(t)$,

то видно, что ограничитель нарастания давления топлива обеспечивает рост расхода топлива в процессе разгона по закону, приближающемуся к оптимальному. На начальном участке разгона скорость нарастания расхода замедлена, а на заключительном участке, как это и требуется часто для двигателя, существенно повышена. К числу несомненных достоинств ОНД следует отнести следующее:

а) ОНД определяет в процессе разгона избыточное (над давлением на установившемся режиме) давление топлива, т. е. дозирует только избыточный, необходимый для разгона расход топлива, что способствует существенному повышению точности выполнения заданной программы подачи топлива;

б) на всех установившихся режимах ОНД полностью отключен и поэтому не влияет на статические характеристики двигателя;

в) схема и конструкция ОНД отличаются простотой, узел ОНД имеет небольшую массу и габариты;

г) ОНД легко может быть отрегулирован как на стендах, так и в условиях эксплуатации;

д) обеспечена высокая стабильность характеристик.

Отмеченные особенности обеспечили широкое распространение ОНД в системах регулирования отечественных двигателей.

Однако регуляторы разгона типа ограничителя нарастания давления имеют и ряд недостатков, которые особенно проявляются на двигателях более сложных схем с развитой механизацией компрессора и реактивного сопла. Эти недостатки вызваны прежде всего тем, что ОНД является разомкнутым, временным регулятором расхода топлива, который не реагирует на изменение параметров рабочего процесса двигателя, вызываемых как изменением в процессе разгона геометрии проточной части двигателя, так и изменением внешних условий работы силовой установки. Следствием этого является необходимость регулировки ОНД применительно к наихудшим условиям разгона и неоптимальность характеристик подачи топлива при разгоне в других условиях. Кроме того, ОНД определяет темп нарастания давления, а не расхода топлива, как это требуется для точного получения заданных переходных процессов по всем термодинамическим параметрам двигателя. Большие сложности вызывает применение ОНД для обеспечения встречной приемистости и ряда других специфических переходных процессов. В связи с этим возникает желательность коррекции программ нарастания давления топлива по ряду параметров. В одном из наиболее интересных вариантов ОНД с коррекцией его настройки по параметрам рабочего процесса двигателя темп нарастания расхода топлива корректируется по комплексу параметров $K_{1p_{th}} + K_{2p_k}$. Как показывают расчеты и опыт эксплуатации при выбранном законе коррекции обеспечивается удовлетворительное совпадение потребных и дозируемых регулятором разгона расходов топлива в заданном диапазоне

условий полета. Но это достигнуто путем значительного усложнения схемы ОНД.

По мере расширения диапазона высот и скоростей полета, увеличения степени повышения давления компрессора и температуры газов перед турбиной в новых газотурбинных двигателях (двух и трехвальновой схемы) отчетливо проявились недостатки рассмотренных выше простых автоматов разгона, не обеспечивающих оптимального изменения расхода топлива по частоте вращения двигателя на переходных режимах во всем заданном диапазоне высотно-скоростных условий. Поэтому возникла необходимость разработки новых регуляторов подачи топлива при разгоне двигателей более сложных схем.

6.3. ПРОГРАММЫ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ПО ПАРАМЕТРАМ ПОДОБИЯ

Если регулировать подачу топлива на переходных режимах по параметрам подобия или по комплексам параметров, пропорциональным $G_{\text{тп}0}$ и n_0 , то с точностью соблюдения законов подобия в ГТД можно обеспечить заданное протекание $G_{\text{тп}0} = f(n_0)$ в любых условиях полета.

Как известно, приведенный расход топлива определяется комплексом $G_{\text{тп}0} = K' \frac{G_{\text{тп}}}{p_{\text{вх}}^* V T_{\text{вх}}^*}$,

и следовательно, для вычисления $G_{\text{тп}0}$ необходимо измерять температуру воздуха в одном из сечений по входному тракту двигателя. Замер температуры воздуха представляет довольно сложную проблему.

В связи с этим желательно преобразовать комплекс, характеризующий $G_{\text{тп}0}$, таким образом, чтобы исключить температуру. Если, например, образовать комплекс $G_{\text{тп}0}/n_0 = G_{\text{тп}}/K'(p_{\text{к}} n)$, также характеризующий $G_{\text{тп}0}$, то для его измерения требуются только простые датчики частоты вращения и давления воздуха.

Регулятор приемистости, дозирующий подачу топлива по параметрам подобия типа $G_{\text{тп}}/(p_{\text{к}} n) = \text{const}$, показан на рис. 6.7. В этом регуляторе площадь проходного сечения F дозирующей иглы 1 изменяется в зависимости от абсолютного значения давле-

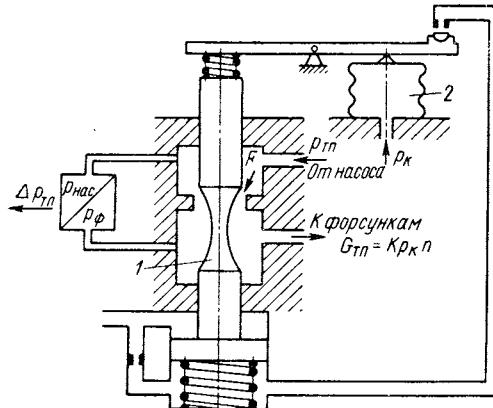


Рис. 6.7. Схема регулятора приемистости по параметрам подобия $\frac{G_{\text{тп}}}{p_{\text{к}} n} = \text{const}$

комплекс, характеризующий $G_{\text{тп}0}$, таким образом, чтобы исключить температуру. Если, например, образовать комплекс $G_{\text{тп}0}/n_0 = G_{\text{тп}}/K'(p_{\text{к}} n)$, также характеризующий $G_{\text{тп}0}$, то для его измерения требуются только простые датчики частоты вращения и давления воздуха.

Регулятор приемистости, дозирующий подачу топлива по параметрам подобия типа $G_{\text{тп}}/(p_{\text{к}} n) = \text{const}$, показан на рис. 6.7. В этом регуляторе площадь проходного сечения F дозирующей иглы 1 изменяется в зависимости от абсолютного значения давле-

ния $p_{\text{к}}$, измеряемого сильфонными чувствительными элементами 2, а перепад давлений, поддерживаемый в дозирующем сечении F , изменяется в зависимости от частоты вращения ($\Delta p = p_{\text{нac}} - p_{\phi} = K_1 n^2$) путем регулирования производительности плунжерного насоса. Расход топлива в двигатель через проходное сечение дозирующей иглы автомата разгона $G_{\text{тп}} = K_2 F V \Delta p_{\text{тп}}$. Учитывая сказанное выше, получаем закон работы регулятора разгона $G_{\text{тп}} = K_p n$. Этот простой закон регулирования разгона $G_{\text{тп}}/(p_{\text{к}} n) = \text{const}$ пригоден для целого ряда двигателей, однако иногда возникает потребность (во избежание помпажа компрессора) регулировать подачу топлива по более сложной программе.

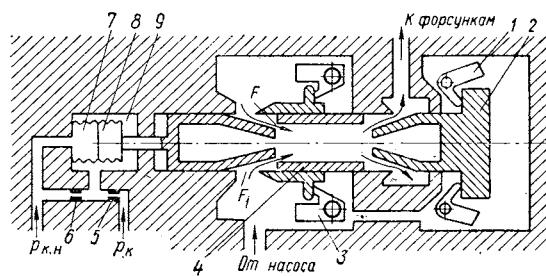


Рис. 6.8. Схема регулятора приемистости двигателя «Спейс»

В этом случае необходима коррекция закона так, что $G_{\text{тп}}/(p_{\text{к}} n) = f(n_0)$. Поскольку для получения параметра n_0 необходимо измерение температуры, то по причинам, указанным выше, как правило, вместо n_0 выбирают в качестве параметра подобия степень повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{к}}$, измерение которой можно осуществить сравнительно простым способом.

В двухвальновом двигателе программирование подачи топлива при разгоне ведется по $\pi_{\text{к}}$ того компрессора, линия рабочих режимов которого ближе к границе помпажа. На рис. 6.8 показана схема регулятора управления расходом топлива при приемистости по закону $G_{\text{тп}}/(p_{\text{к}} n) = f(\pi_{\text{к}})$ английского двигателя «Спейс». В этом регуляторе площадь дозирующего сечения F регулируется в зависимости от давлений за компрессором низкого давления $p_{\text{к.н}}$ и за компрессором высокого давления $p_{\text{к}}$ по программе:

$$F = \left[p_{\text{к}} f_1 \left(\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{к.н}}} \right) - p_{\text{к.н.}} \right] K_3,$$

а перепад давлений на дозирующем сечении F определяется усилием, развиваемым центробежными грузиками 1 регулятора разгона ($P_{\text{ц}} \sim n^2$) и уравновешивающим разность давлений, которые действуют на торцы клапана постоянного перепада 2 ($\Delta p \sim n^2$).

Расход топлива через дозирующее сечение F при разгоне будет

$$G_{\text{тп}} = K_4 \left[p_{\text{k}} f_1 \left(\frac{p_{\text{k}}}{p_{\text{k},\text{н}}} \right) - p_{\text{k},\text{н}} \right] n,$$

или в параметрах подобия

$$G_{\text{тп}} (p_{\text{k},\text{н}} n) = f(\pi_{\text{k}})$$

Для измерения комплекса параметров $\left[p_{\text{k}} f_1 \left(\frac{p_{\text{k}}}{p_{\text{k},\text{н}}} \right) - p_{\text{k},\text{н}} \right]$ в регуляторе используется пневматическое устройство 9, состоящее из двух сильфонов 7 и 8, один из которых вакуумирован, и редуктора давления воздуха p_{k} (жиклеры 5 и 6). При сверхкритических режимах истечения в жиклерах воздушного редуктора уравнение комплекса $G_{\text{тп}}/(p_{\text{k},\text{н}} n)$ изменяется по линейной зависимости пропорционально $\pi_{\text{k},\text{в}}$. При понижении частоты вращения критический режим течения в жиклерах воздушного редуктора нарушается, и это приводит к отклонению от линейной зависимости и к увеличению избытков расхода топлива в области низких n , как это требуется для двигателя в связи с возрастанием на этих режимах запасов устойчивой работы. Программа максимальной подачи топлива на переходных режимах ограничивается во всех условиях специальным упором в регуляторе. Этот же регулятор используется для дозировки расхода топлива при быстром сбросе газа двигателя, причем линия подачи топлива при сбросе проходит эквидистантно линии подачи топлива при разгоне и ниже линии установившихся режимов. Этот эффект достигается в регуляторе благодаря тому, что при переводе РУД на снижение режима регулятор 4 частоты вращения двигателя грузиками 3 резко уменьшает площадь дозирующего сечения

$$F_1 = f(\pi_{\text{k}}, p_{\text{k}}).$$

Регулятор расхода топлива описанного выше типа дозирует на переходных режимах объемный расход топлива и, следовательно, отрегулирован по средним свойствам определенного сорта топлива. А так как рабочий процесс двигателя определяется массовым расходом топлива, то изменение сорта и температуры топлива (плотности топлива) могут вызвать существенное (до 15—20%) отклонение массового расхода топлива от заданного значения, что может приводить в одних случаях к появлению опасных режимов, а в других — к затягиванию времени приемистости и даже «засыпанию» двигателя на промежуточном режиме. Для исключения этих явлений в регуляторе разгона двигателя «Спейс» имеется корректор подачи объемного расхода по плотности топлива. В качестве корректирующего сигнала используется изменение усилия, развиваемого центробежными грузиками автомата разгона при изменении плотности топлива. При уменьшении плотности топлива усилие со стороны центробежных грузиков увеличивается, и это приводит к увеличению перепада давлений на дозирующем

сечении, т. е. к увеличению объемного расхода топлива, что и необходимо для сохранения постоянства массового расхода топлива. При увеличении плотности топлива процесс протекает в обратном направлении.

Как известно, законы подобия справедливы применительно к рабочим процессам газотурбинных двигателей только с определенной точностью. Из-за влияния числа Рейнольдса с увеличением высоты полета приведенный расход воздуха в двигателе уменьшается. Коэффициенты полезного действия компрессора и турбины и полнота сгорания топлива также изменяются в зависимости от высоты и скорости полета.

В современных многовальных двигателях с регулируемыми поворотными направляющими аппаратами ряда ступеней компрессора и регулируемой площадью реактивного сопла на бесфорсажных режимах дополнительными факторами, которые обусловливают нарушение законов подобия на переходных режимах, являются все возможные отклонения от заданных программ управления геометрией проточной части двигателя и, как следствие, изменение скольжения роторов и запасов устойчивости компрессора. Кроме того, в современных двигателях имеются режимы с большими отборами воздуха, например, на охлаждение высокотемпературной турбины, в антиобледенительную систему самолета и т. д. Система регулирования подачи топлива по параметрам подобия без специальных дополнительных устройств не может реагировать на эти изменения в протекании рабочего процесса двигателя. Возникает необходимость более точного и полного учета реальных параметров рабочего процесса двигателя и их влияния на запасы газодинамической устойчивости двигателя и температуру газов перед турбиной на переходных режимах, а также на программы подачи топлива при разгоне и быстром сбросе газа двигателя. Параметр или комплекс параметров, в зависимости от которых следует регулировать подачу топлива на неустановившихся режимах, должен с достаточной полнотой отражать фактическую температуру газов перед турбиной, а в поле характеристик этого параметра должна просто определяться граница помпажа компрессора.

Таким удобным параметром регулирования является отношение расхода топлива $G_{\text{тп}}$ к статическому давлению воздуха за компрессором высокого давления p_{k} . При критических режимах течения в сопловых аппаратах турбины (которые обычно имеют место во всем диапазоне режимов разгона) параметр p_{k} достаточно точно отражает расход воздуха через двигатель G . Следовательно, параметр $G_{\text{тп}}/p_{\text{k}}$ характеризует коэффициент избытка воздуха в камере сгорания и температуру газов перед турбиной T_{r}^* . В поле характеристик $G_{\text{тп}}/p_{\text{k}} = f(n, T_{\text{вх}}^*)$ расчетным путем и экспериментально могут быть определены границы помпажа компрессора и срыва горения «бедной» смеси в основных камерах. К достоинствам параметра $G_{\text{тп}}/p_{\text{k}}$ как параметра регулирования можно от-

нести также и то, что он изменяется всего в 3—4 раза во всем возможном диапазоне изменения частоты вращения от n запуска до n_{\max} и от режимов помпажа до границы «бедного» срыва. Это существенно упрощает измерение $G_{\text{тп}}/p_k$ и конструктивное выполнение регулятора подачи топлива на неустановившихся режимах.

Программирование изменения параметра $G_{\text{тп}}/p_k$ в зависимости от n и температуры воздуха $T_{\text{вх}}^*$ позволяет оптимизировать программу подачи топлива на переходных режимах (т. е. обеспечить минимальное время разгона) практически во всех возможных условиях полета.

Регулятор разгона по параметру $G_{\text{тп}}/p_k$ может являться средством антипомпажной защиты двигателя. При возникновении помпажа, вызванного переобогащением топливо-воздушной смеси (заброса температуры T_r^*), происходит резкое падение давления p_k , регулятор, срабатывая по своей характеристике, уменьшает подачу топлива в двигатель, и это приводит, как правило, к прекращению помпажных колебаний.

К числу недостатков регуляторов разгона этого типа необходимо отнести, в результате чего они оказываются в некоторых случаях сложнее регуляторов установившихся режимов.

Во-вторых, для задания оптимальных программ подачи топлива на переходных режимах во всем диапазоне высотно-скоростных условий необходимо либо проведение длительных дорогостоящих и трудоемких испытаний двигателя в термообарокамерах или на летающих лабораториях, либо разработка методов расчета достоверных характеристик двигателей на неустановившихся режимах с помощью электронно-вычислительных машин. В-третьих, при подаче топлива по этому закону не учитывается возможное отклонение полноты сгорания от принятых расчетных значений, следствием чего может быть некоторое изменение времени разгона двигателя. На рис. 6.9 пред-

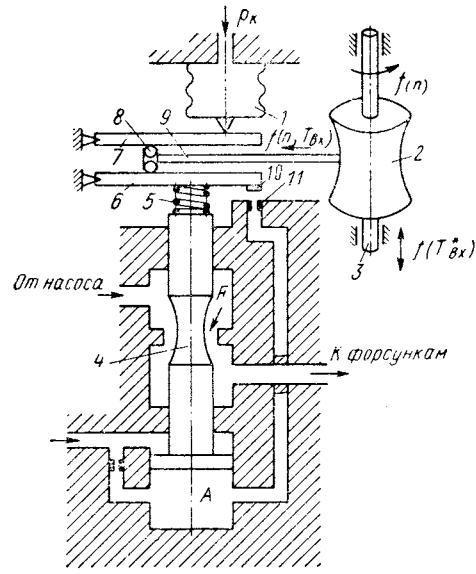


Рис. 6.9. Схема регулятора подачи топлива на переходных режимах по закону $G_{\text{тп}}/p_k = f(n, T_{\text{вх}}^*)$

ставлена принципиальная схема регулятора подачи топлива на неустановившихся режимах по закону

$$G_{\text{тп}}/p_k = f(n, T_{\text{вх}}^*).$$

Этот регулятор состоит из датчика 1 абсолютного статического давления за компрессором p_k ; центробежного датчика n со следящей сервосистемой (не показаны на схеме), вращающей вал 3, на котором находится пространственный кулачок 2 жидкостного датчика температуры воздуха на входе в двигатель со следящей сервосистемой (не показаны на схеме), которая перемещает этот же пространственный кулачок в осевом направлении при изменении $T_{\text{вх}}^*$; топливо-дозирующего органа 4 с сервосистемой управления и рычажного множительного устройства 9, управляющего положением этого дозирующего органа, на котором поддерживается с помощью специального клапана (на схеме не показан) постоянный перепад давлений.

На рычаги 6 и 7 множительного устройства в одном направлении действует сила от сильфонов 1, пропорциональная p_k , а в противоположном направлении — усилие затяжки пружины 5 обратной связи, пропорциональное расходу топлива (в том случае, когда проходное сечение F , образуемое дозирующим органом, представляет окно прямоугольного сечения). Рычаги 6 и 7 множительного устройства находятся в равновесии, когда моменты этих сил равны между собой. Как видно из схемы, на условие равновесия рычажного механизма влияет также положение подвижных роликов 8, которое определяется специально профилированной поверхностью кулачка 2 в зависимости от n и $T_{\text{вх}}^*$. Таким образом, из анализа условий равновесия рассматриваемой рычажной системы следует, что $G_{\text{тп}} = p_k f(n, T_{\text{вх}}^*)$. При любом отклонении параметров p_k , n , $T_{\text{вх}}^*$ происходит нарушение условий равновесия множительного рычажного устройства. При этом плоский клапан 10 на рычаге 6 изменяет проходное сечение жиклера 11 слива из полости A сервопоршня, что приводит к перемещению дозирующего органа 4 в новое положение, изменению площади F дозирующего сечения и изменению затяжки пружины 5 обратной связи. Процесс продолжается до тех пор, пока при новых значениях управляющих сигналов не восстановятся условия равновесия рычажной системы. Но это произойдет при новом расходе топлива в двигатель.

Пространственный кулачок профилируется в зависимости от n и $T_{\text{вх}}^*$ таким образом, чтобы обеспечить оптимальное протекание процесса разгона во всех возможных условиях полета.

Объемный расход топлива, дозируемый автоматом разгона, автоматически корректируется по температуре топлива для сохранения постоянства массового расхода.

Для изменения объемного расхода топлива, дозируемого регулятором разгона в зависимости от сорта топлива, используются

ручные корректоры. Точность дозировки объемного расхода топлива составляет примерно $\pm 5\%$.

Регуляторы разгона этого типа нашли широкое применение на газотурбинных двигателях различных схем и назначения.

6.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ С ПОМОЩЬЮ ЭЦВМ

Усложнение конструктивной схемы двигателей по мере их развития и совершенствования ставит новые требования к системам регулирования, выполнение которых сопровождается как усложнением законов регулирования, так и увеличением числа функций системы. При этом в аппаратуре гидромеханического типа возникают большие затруднения в достижении заданной массы, габаритов, надежности и стоимости системы регулирования.

Вследствие этого в системах регулирования стали применяться счетно-решающие устройства электрического типа, например, на двигателях «Протей», «Гном» и других, содержащие аналоговые вычислители.

В настоящее время широко ведутся работы по использованию ЭЦВМ. Их преимущество заключается в способности управлять самыми различными процессами с большим числом измеряемых параметров. Известные аналоговые вычислители построены на выполнении одной функции регулирования в то время, как цифровой вычислитель способен выполнить большое число различных функций в соответствии с заданной программой. Кроме того, цифровая система может производить достаточно сложные вычисления.

Немаловажным преимуществом цифровой системы регулирования является простота и низкая стоимость создания их модификаций путем перепрограммирования без изменения конструкции

Цифровые системы обладают свойством диагностики неисправности как самой системы, так и датчиков, измеряющих параметры двигателя, а также самого двигателя.

Использование бортовых цифровых вычислительных машин позволяет решить проблему комплексного регулирования элементов силовой установки на установившихся и переходных режимах (воздухозаборник — двигатель — сопло), а также осуществить оптимальное управление системой самолет — двигатель по заданной программе полета с максимальной эффективностью.

Развитие малогабаритных цифровых вычислителей прошло стадию миниатюризации, решения вопросов точности и надежности, что создало необходимые предпосылки к их широкому применению. С экономической точки зрения цифровая система автоматического регулирования может быть достаточно дешевой и легкой без снижения требований по безопасности и надежности.

В цифровой системе каждый блок используется, в отличие от аналоговой системы, для циклического выполнения всех функций.

При этом вследствие наличия свободного времени между циклами регулирования вычислитель может быть использован для другой работы помимо регулирования (например, для диагностики состояния двигателя и др.).

стояния двигателя и др. Схема основной цифровой системы регулирования фирмы Роллс—Ройс показана на рис. 6.10 [24].

От двигателя сигнальные частоты вращения ротора высокого и низкого давления и температуры газа за турбиной, измеренные аналоговыми датчиками, подаются на коммутатор. Коммутатор принимает также сигналы угла положения рычага управления двигателем и положения площади сопла от соответствующих исполнительных элементов управления. Входные аналоговые сигналы преобразуются в цифровой код до входа в вычислитель.

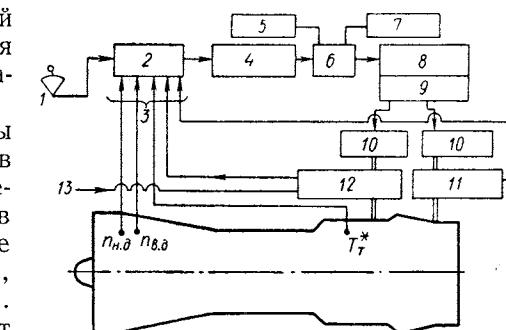


Рис. 6.10. Схема цифровой системы регулирования фирмы «Роллс-Ройс» [24]:

1 — РУД; 2 — коммутатор входных сигналов; 3 — сигналы от датчиков; 4 — преобразователь напряжения в число; 5 — индикатор; 6 — вычислитель; 7 — самописец; 8 — коммутатор управляющих сигналов; 9 — преобразователь числа в напряжение; 10 — сервопривод; 11 — исполнительный элемент управления соплом; 12 — исполнительный элемент управления расходом топлива; 13 — вход топлива

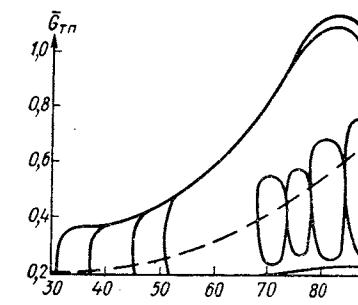


Рис. 6. 11. Осциллограммы переходных процессов двигателя «Олимп» с электронной системой регулирования [24]:

— установившиеся режимы вычислитель будет автоматического органа и поддер-

Если какой-либо из параметров двигателя изменяется в полете, то чески изменять положение исполнительный заданное его значение.

На рис. 6.11 показаны результаты испытания ТРД «Олимп» с электронной цифровой системой регулирования на режимах разгона, сброса оборотов и встречной приемистости. Отмечается высокая стабильность и повторяемость работы системы регулирования.

При применении на двигателе системы регулирования электронного типа затруднительно использование регуляторов разгона, работающих по закону $G_{\text{тп}}/p_k = f(n, T_{\text{вх}}^*)$, в связи с отсутствием датчиков массового расхода топлива, точно работающих в широком диапазоне изменения расходов.

В электронной системе регулирования двигателя «Олимп» 593 применен регулятор подачи топлива при разгоне, обеспечивающий темп изменения частоты вращения двигателя по закону $\dot{n}/p = f(\eta_0)$, где $\dot{n} = dn/dt$. Параметр \dot{n}/p является параметром подобия двигателя, и поэтому регулирование разгона двигателя по этому закону обеспечивает единую кривую подачи топлива при разгоне $G_{\text{тп}0} = f(n_0)$. Сигнал легко может быть выработан в электронных блоках, поэтому он удобен для электронной системы регулирования. Однако, поскольку система регулирования является замкнутой по параметру n , возникают трудности с обеспечением желаемого качества переходных процессов, исключением автоколебательных режимов и т. п.

При регулировании по закону $\dot{n}/p = f(n_0)$ дозируется только избыточный расход топлива, что повышает точность работы такого регулятора и является его важным преимуществом. Регулятор этого типа исключает возможность «зависания» двигателя при разгоне на промежуточном режиме. К числу недостатков этого способа регулирования разгона, кроме указанного выше, следует отнести то, что в случае возникновения помпажа на переходных режимах не исключено продолжение роста расхода топлива в двигателе.

Глава VII

ОТЛИЧИЯ СТАЦИОНАРНЫХ И НЕСТАЦИОНАРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Требования к динамическим характеристикам современных авиадвигателей существенно возросли, в результате чего традиционное применение при расчетах переходных процессов ГТД принципа квазистационарности становится все более условным. Необходимо учитывать нестационарные явления, происходящие в двигателях при быстрых изменениях режима работы и приводящие к изменению характеристик его элементов и, в конечном счете, к изменению времени переходных процессов.

Высокая скорость переходных процессов в современных авиационных ГТД, имеющих малую массу и объем, в известной мере сближает их в отношении влияния нестационарности на характеристики с транспортными и промышленными газотурбинными установками, имеющими на один-два порядка более медленное протекание переходных процессов, но существенно большие объемы воздушно-газового тракта и тяжелую металлоемкую конструкцию [8]. В то же время, проявление нестационарности в авиационных двигателях имеет значительную специфику.

Влияние нестационарности на переходных режимах авиационных газотурбинных двигателей определяется следующими главными причинами.

1. Инерционностью потока газа, неравенством расхода газа в различных сечениях и другими явлениями, возникающими при неустановившемся течении газа в тракте двигателя (газодинамическая нестационарность).

2. Теплообменом между газом и стенками проточной части двигателя, температура которых отличается от их температуры при длительной работе двигателя на установившемся режиме.

3. Неполным прогревом деталей, в результате которого может несколько измениться форма проточной части (величины зазоров, сечений и т. п.).

4. Нестационарным тепловыделением в камере сгорания.

Газодинамическая нестационарность проще поддается анализу. В то же время наибольшее влияние на динамические характеристики двигателя оказывает, по-видимому, тепловая нестационар-

ность (пп. 2 и 3). Комплексный учет всех факторов нестационарности при расчете переходных режимов авиационных ГТД весьма сложен. В рамках данной книги рассматриваются особенности главных факторов нестационарности, выявленные собственными исследованиями авторов или опубликованные в других работах (см., например, [20]).

7.1. ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ НЕСТАЦИОНАРНОСТЬ

Выявим основные факторы, связанные с нестационарностью течения газа внутри двигателя и приводящие к дополнительному изменению его характеристик на переходных режимах. Более детально остановимся на отличиях нестационарных характеристик компрессора от стационарных, поскольку, как показывают оценки, компрессор наиболее подвержен влиянию газодинамической нестационарности.

При нормальном разгоне и сбросе оборотов газотурбинного двигателя его параметры изменяются сравнительно медленно (по сравнению, например, со случаями внезапного возмущения потока на входе в двигатель или помпажа). Максимальную скорость изменения параметров двигателя при разгоне и сбросе оборотов можно характеризовать следующими величинами:

$$\left(\frac{du_k}{dt}\right)_{\max} \approx 200 \text{ м/с}^2, \quad \frac{1}{D_k^2} \left(\frac{dG}{dt}\right)_{\max} \approx 300 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с}^2\text{)}.$$

Поэтому оценку изменения характеристик двигателя на неустановившихся режимах по сравнению с установившимися из-за газодинамической нестационарности достаточно провести приближенно на основе ряда допущений.

7.1.1. Изменение параметров газа при неустановившемся движении

Система уравнений, описывающих произвольное движение газа, выводится на основе законов сохранения количества движения, массы и энергии. Например, для одномерного изэнтропического течения невязкого газа эта система записывается в виде трех уравнений [10]:

$$\text{уравнения движения } p \frac{\partial c}{\partial t} + \rho c \frac{\partial c}{\partial x} = - \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (7.1)$$

уравнения неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho c) = 0, \quad (7.2)$$

уравнения адиабаты

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{const} \quad (7.3)$$

(при условии, что в некоторый начальный момент энтропия всех участков газа одинакова).

Совместное решение этих уравнений вместе с граничными и начальными условиями определяют параметры p , ρ , c , а следовательно, и другие параметры газа как функции x и t . По сравнению с уравнениями стационарного движения в уравнения (7.1) и (7.2) соответственно вошли члены: $p(\partial c / \partial t)$, характеризующий инерцию воздуха при местном изменении скорости, и $\partial \rho / \partial t$, характеризующий изменение плотности в каждой точке потока.

С помощью уравнения (7.3) правую часть уравнения (7.1) можно привести к виду

$$\frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial x} = - \frac{k}{k-1} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{p}{\rho} \right). \quad (7.4)$$

Не решая систему уравнений неустановившегося движения в целом, рассмотрим особенности уравнений движения и расхода при неустановившихся режимах течения.

Проинтегрируем формально уравнение (7.4) по x на участке от сечения «1» до сечения «2»

$$\int_1^2 \frac{\partial c}{\partial t} dx + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right).$$

Заменяя p/ρ по характеристическому уравнению и вводя температуру торможения как и при установившемся движении, по уравнению $T^* = T + \frac{k-1}{kR} \frac{c^2}{2}$, найдем

$$T_2^* = T_1^* - \frac{k-1}{kR} \int_1^2 \frac{\partial c}{\partial t} dx. \quad (7.5)$$

Из полученного уравнения следует, что в отличие от стационарного потока, где в случае отсутствия подвода энергии извне температура торможения остается неизменной, в нестационарном

потоке она изменяется на величину $\frac{k-1}{kR} \int_1^2 \frac{\partial c}{\partial t} dx$. Эта величина

имеет простой физический смысл — она соответствует удельной работе по преодолению инерционных сил из-за местного ускорения на отрезке пути от сечения «1» до сечения «2». Следовательно, в ускоряющемся по времени потоке температура торможения будет понижаться, а в замедляющемся — повышаться по сравнению с исходной точкой. Аналогично изменяется и полное давление потока.

Из уравнения (7.5) для изэнтропического течения получим

$$\frac{p_2^*}{p_1^*} = \left(1 - \frac{k-1}{kRT_1^*} \int_1^2 \frac{dc}{dt} dx \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (7.6)$$

Уравнения (7.5) и (7.6) выражают в общем виде влияние инерционности воздуха на его параметры в неустановившемся потоке.

Для определения параметров в сечении «2» по известным параметрам в сечении «1» необходимо знать величину интеграла в правой части уравнений (7.5), (7.6). Однако в общем случае распределение местных ускорений в потоке неизвестно. Приближенно величину интеграла $\int_1^2 \frac{dc}{dt} dx$ можно оценить, предположив, что распределение местных ускорений в потоке подчиняется определенному закону.

Из уравнения неразрывности (7.2), интегрируя по x , найдем

$$\rho_2 c_2 - \rho_1 c_1 = - \int_1^2 \frac{dp}{dt} dx.$$

Как видно из этого выражения, расход газа в различных сечениях потока при неустановившемся движении неодинаков. Для определения разности в расходах газа нужно знать скорость изменения плотности газа в каждой точке потока в данный момент времени.

Записывая аналогичным образом уравнение неразрывности для потока воздуха внутри двигателя, можно приближенно получить изменение расхода воздуха вдоль тракта в каждый момент времени неустановившегося процесса. Распределение плотности по тракту двигателя можно принять при этом таким же, как и на соответствующем установившемся режиме. Неравенство расхода воздуха в различных сечениях тракта двигателя приводит к тому, что различные его элементы в каждый момент времени работают на режимах, соответствующих различным режимам стационарной работы, определяемым, например, по параметрам на входе в двигатель.

Кроме того, при такой упрощенной постановке вопроса следует учесть, что возмущения в газе распространяются с определенной скоростью, так что, например, суммарный напор компрессора будет складываться из напоров ступеней, развивающихся не в данный момент времени, а из напоров в предыдущие моменты времени, зависящие от удаления ступени от выходного сечения. Ввиду того, что в нашем случае скорости изменения давления воздуха в элементах двигателя сравнительно малы, примем, что возмущения, вызванные этим изменением давления, как малые

возмущения распространяются относительно потока со скоростью звука.

Таким образом, мы ~~приближенно принимаем~~, что изменение параметров воздуха в сечениях двигателя на неустановившихся режимах по сравнению с установившимися происходит вследствие независимого влияния:

а) инерционности воздуха при изменении местных скоростей его движения внутри двигателя;

б) неравенства расхода воздуха в различных сечениях тракта двигателя;

в) запаздывания изменения параметров воздуха в последующих сечениях из-за конечной скорости распространения возмущений вдоль потока.

Общее изменение параметров определяется при этом как сумма изменений вследствие влияния перечисленных факторов.

Принятие подобных упрощений при анализе неустановившихся режимов оправдывается тем, что рассматриваются сравнительно медленные переходные процессы, при которых нестационарный режим работы элементов незначительно отличается от соответствующего ему стационарного режима. При этом пренебрежение изменением распределения скоростей и плотностей вдоль тракта на неустановившихся режимах дает ошибку второго порядка, малости.

Как показывают оценки (см. далее анализ работы компрессора на неустановившихся режимах), влияние инерционности воздуха, а также запаздывания из-за конечной скорости распространения возмущений, оказывается весьма малым, и его величиной можно пренебречь. Влияние неравенства расхода воздуха в различных сечениях тракта при очень быстрых переходных процессах может быть заметным. Это влияние легко учесть, применяя уравнение сохранения массы для неустановившегося течения газа в тракте двигателя и считая поток газа равномерным в каждом сечении:

$$G_x = G_{bx} + g_1 + \dots + g_n - \int_0^x \frac{dp}{dt} F dx, \quad (7.7)$$

где G_x — расход газа в текущем сечении тракта;

G_{bx} — расход воздуха на входе в двигатель;

g_n — отборы (<0) и добавки (>0) массы в поток до сечения x ;

ρ — плотность газа;

F — текущее значение проходной площади тракта.

Выражение (7.7) без ущерба для точности практических расчетов может быть упрощено:

$$G_k = G_{bx} + g_1 + \dots + g_k - \sum_{i=1}^k \frac{dp_i}{dt} v_i. \quad (7.8)$$

Здесь G_k — расход газа на выходе из k -го элемента двигателя; v_i — объем элементов двигателя (компрессора, камеры сгорания, турбины и т. п.); $\frac{d\rho_i}{dt}$ — изменение по времени средней плотности газа в i -м элементе.

Отнесем параметры в выражении (7.8) к их значениям на максимальном установившемся режиме G_{\max} , $\rho_{\max i}$. Тогда изменение расхода в сечении k на некотором неустановившемся режиме выразится безразмерной зависимостью.

$$\Delta \bar{G}_k = \bar{G}_k - \bar{G}_{\max} = \bar{g}_1 + \dots + \bar{g}_k - \sum_{i=1}^k \tau_{V_i} \frac{d\rho_i}{dt},$$

где $\tau_{V_i} = \frac{(M_{\max})_i}{G_{\max}}$ — отношение массы газа, заключенной в i -м элементе на максимальном режиме $(M_{\max})_i = \rho_{\max i} \cdot v_i$, к максимальному расходу воздуха через двигатель.

Величина τ_{V_i} представляет собой время полного обмена воздуха (газа) в i -м элементе двигателя на максимальном режиме работы и может рассматриваться как характерный масштаб при анализе процесса заполнения тракта двигателя воздухом на неустановившихся режимах*. Сопоставление порядка величины (τ_{V_i}) с порядком времени переходного процесса в двигателе позволяет косвенно судить о порядке возможных отклонений в расходе воздуха по тракту двигателя $\Delta \bar{G}_k$.

Объемы тракта авиационных двигателей относительно малы. На рис. 7.1 показаны величины удельных объемов $V_{\text{уд}} = V_{\text{дв}}/G_{\max}$ американских и английских двигателей без форсажных камер постройки конца 50-х и первой половины

60-х годов. Величина удельного объема двигателя зависит от его абсолютного размера (расхода воздуха), причем в отличие от удельной массы конструкции $\mu_{\text{тк}}$, которая относительно слабо увеличивается при увеличении размера двигателя (см. разд. 8.1), реальная зависимость $V_{\text{уд}}$ от G_{\max} близка к теоретической:

$$V_{\text{уд}} = \frac{V_{\text{дв}}}{G_{\max}} \sim \frac{D^3}{D^2} \sim D \sim G_{\max}^{0.5}.$$

* В работе [8] этот параметр назван «временем емкости»

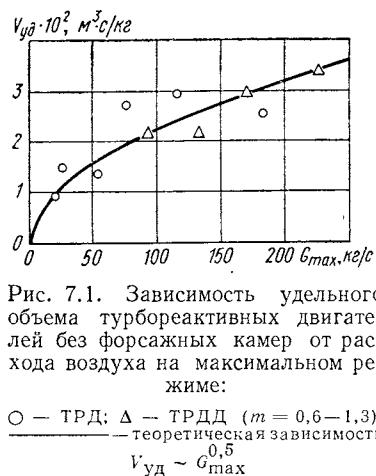


Рис. 7.1. Зависимость удельного объема турбореактивных двигателей без форсажных камер от расхода воздуха на максимальном режиме:

○ — ТРД; Δ — ТРДД ($m = 0,6-1,3$); теоретическая зависимость $V_{\text{уд}} \sim G_{\max}^{0.5}$

При $G_{\max} = 100 \text{ кг/с}$ величина удельного объема ТРД и ТРДД с малой степенью двухконтурности равна $\approx (0,02 \div 0,025 \frac{\text{м}^3 \cdot \text{с}}{\text{кг}})$. Следует иметь в виду, что компактность конструкции (параметр $V_{\text{уд}}$) авиационных двигателей быстро улучшается в процессе их развития и совершенствования вследствие роста лобовой производительности и, главным образом, сокращения относительной длины турбокомпрессора $L_{\text{тк}}/D$.

Объем собственно воздушно-газового тракта еще меньше, чем объем двигателя, определяемый параметром $V_{\text{уд}}$. Поэтому характерное время $\tau_{V_{\text{дв}}} = \rho_{\text{ср max}} \cdot V_{\text{уд}}$ для всего объема тракта авиационного двигателя оказывается чрезвычайно малым и имеет порядок нескольких сотых долей секунды, т. е. примерно в сто раз меньше времени приемистости двигателя. Как следует из проведенного анализа параметра $V_{\text{уд}}$, характерное время $\tau_{V_{\text{дв}}}^{0.5}$ должно зависеть от абсолютного размера двигателя: $(\tau_{V_{\text{дв}}} \sim G_{\max}^{0.5})$. Теоретически время приемистости двигателя определенного типа также должно увеличиваться пропорционально D или $G_{\max}^{0.5}$ (см. разд. 1.2), что на практике реализуется не полностью (см. разд. 8.2). Поэтому отношение $\tau_{V_{\text{дв}}} / t_{\text{пр}}$ должно возрастать при увеличении размеров однотипных двигателей примерно пропорционально $G_{\max}^{0.3}$. Влияние рассогласования элементов по расходу воздуха на неустановившихся режимах должно увеличиваться с увеличением размеров двигателя.

Несмотря на малые значения $\tau_{V_{\text{дв}}}$ в авиадвигателях влияние нестационарности в их отдельных элементах может быть заметным.

Изменение нестационарных характеристик элементов газотурбинного двигателя рассмотрим на примере осевого одновального компрессора, работающего в системе ГТД.

7.1.2. Влияние газодинамической нестационарности на характеристики компрессора

Оценим влияние нестационарности в линейном приближении, используя метод дифференциальных соотношений, связывающих малые изменения параметров воздушного потока [16].

Относительное изменение характеристики компрессора на неустановившихся режимах, как и двигателя в целом, будет вызываться причинами, указанными ранее, а именно:

— влиянием инерционности потока воздуха на его параметры при изменении по времени местных скоростей его движения в компрессоре (уменьшение температур и давлений по тракту при разгоне),

— неравенством расхода воздуха в различных сечениях тракта компрессора в каждый данный момент времени,

— запаздыванием изменения параметров воздуха за компрессором относительно их изменения в ступенях.

Влияние перечисленных факторов нестационарности сказывается двояко. Прямое влияние непосредственно изменяет параметры воздуха по тракту компрессора и при выходе из него, а это в свою очередь вызывает изменение режима работы отдельных ступеней. Такое «рассогласование» работы ступеней вызывает дополнительное изменение параметров воздуха в выходном сечении компрессора, в результате чего первоначальное изменение параметров из-за прямого влияния нестационарности течения может быть усилено во много раз. Степень этого усиления зависит, очевидно, от «крутизны» протекания линий $n_0 = \text{const}$ на характеристиках компрессора и может быть приближенно оценена методом малых отклонений.

Соответствие напорной характеристики компрессора на установившихся и неустановившихся режимах можно определить сравнением степени повышения давления при одинаковых мгновенных значениях расхода воздуха и частоты вращения, приведенных по параметрам невозмущенного воздуха перед входом в двигатель, $G_0, n_0 = \text{const}$.

На основе изложенной выше схемы явления можно получить приближенные дифференциальные соотношения, связывающие относительное изменение степени повышения давления компрессора π_k на неустановившихся режимах со скоростями изменения частоты вращения и расхода воздуха G .

Приведем окончательные выражения этих приближенных зависимостей для двигателя, работающего в стартовых условиях при r_{H0} и T_{H0} .

Относительное изменение π_k из-за инерционности воздуха перед входом в компрессор $(\Delta\pi_k/\pi_k)_{i.v}$ определяется изменением полного давления и температуры торможения в нестационарном потоке при входе в компрессор в соответствии с выражениями (7.5) и (7.6), вследствие чего изменяются давление за компрессором (прямое влияние p_{bx}^*) и режим работы компрессора, так как фактические значения приведенных параметров n_0, G_0 отличны от значений, взятых для сравнения, n_0, G_0 (при r_{H0}, T_{H0}). Относительное изменение π_k из-за инерционности воздуха выражается в виде

$$\left(\frac{\Delta\pi_k}{\pi_k} \right)_{i.v} \approx \left[\frac{k-1}{2k} \left(\frac{\partial\pi_k}{\partial G} \right)_n \frac{G}{\pi_k} + \right. \\ \left. + \frac{k-1}{k} \left(\frac{\partial\pi_k}{\partial n} \right)_G \frac{n}{\pi_k} - 1 \right] \frac{1}{RT_{H0}} \int_H^{bx} \frac{dc}{dt} ds. \quad (7.9)$$

Здесь частные производные $(\partial\pi_k/\partial G)_{n_0=\text{const}}$ и $(\partial\pi_k/\partial n)_{G_0=\text{const}}$ берутся по известной стационарной характеристике компрессора $\pi_k = f(G_0, n_0)$ в точке, соответствующей рассматриваемому мгновенному неустановившемуся режиму.

Относительное изменение π_k вследствие инерционности потока воздуха внутри компрессора определяется зависимостью

$$\left(\frac{\Delta\pi_k}{\pi_k} \right)_{i.k} \approx - \frac{\eta_{ad}}{k-1} L_i K_p. \quad (7.10)$$

Здесь L_i — удельная работа, затрачиваемая на преодоление сил инерции воздуха в i ступенях компрессора и оцениваемая по выражению

$$L_i \approx \sum_i \left(\int_{s_{p.k}}^{} \frac{\partial\omega}{\partial t} ds + \frac{du_{cp}}{dt} \int_{s_{p.k}}^{} ds \sin\alpha + \int_{s_{n.a}}^{} \frac{dc}{dt} ds \right),$$

где $s_{p.k}, s_{n.a}$ — «средний» путь потока воздуха в ступени между лопатками рабочего колеса и направляющего аппарата, включая осевые зазоры;

α — текущий средний угол направления потока по отношению к оси двигателя в рабочем колесе.

Коэффициент K_p в зависимости (7.10) характеризует усиление воздействия в результате рассогласования ступеней осевого компрессора. Приближенно он может быть выражен зависимостью

$$K_p = 1 / \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left[\frac{\beta+1}{2\beta} \left(\frac{\partial\pi_k}{\partial G} \right)_n \frac{G}{\pi_k} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\beta-1}{2\beta} \left(\frac{\partial\pi_k}{\partial n} \right)_G \frac{n}{\pi_k} \right] \right\}, \quad (7.11)$$

где β — показатель политропы сжатия ($\beta \approx 1,5$).

Изменение π_k вследствие неравенства расхода воздуха по тракту компрессора также вызывается рассогласованием ступеней компрессора. При работе на неустановившемся режиме (при разгоне) мгновенные значения расхода воздуха уменьшаются по длине компрессора (рис. 7.2). Будем приближенно считать, что такое изменение расхода вызовет в два раза меньшее изменение π_k , чем то, которое произошло бы в случае, если весь расход воздуха через компрессор уменьшился бы на величину $\Delta G = G_{\text{вых}} - G_{\text{вх}}$, т. е.

$$\left(\frac{\Delta\pi_k}{\pi_k} \right)_G \approx \frac{1}{2} \left(\frac{\partial\pi_k}{\partial G} \right)_n \frac{G}{\pi_k} \frac{\Delta G}{G}. \quad (7.12)$$

Здесь ΔG можно приближенно оценить по изменению средней плотности воздуха в компрессоре, рассматривая ее как среднее геометрическое от плотности воздуха при входе и выходе у компрессора $\rho_{cp} = \sqrt{\rho_{bx} \cdot \rho_k}$. Тогда

$$\Delta G \approx \frac{1}{2} V_k \sqrt{\frac{\rho_{bx}}{\rho_k}} \frac{d\rho_k}{dt},$$

где V_k — объем проточной части компрессора.

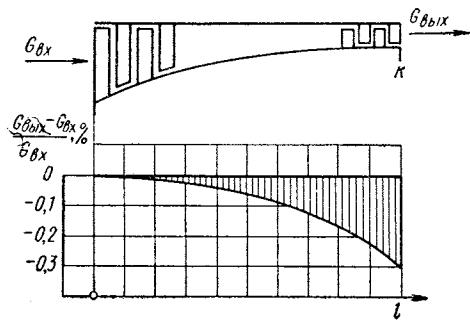


Рис. 7.2. Уменьшение расхода воздуха по тракту осевого компрессора при разгоне [режим $\rho_k = 4,1 \text{ кг}/\text{м}^3$, $d\rho_k/dt = 1 - 2 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$]

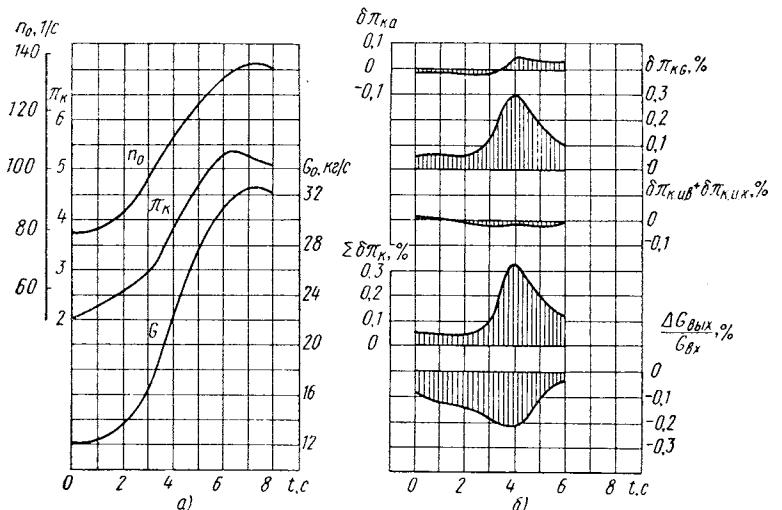


Рис. 7.3. Изменение параметров компрессора ТРД на неустановившихся режимах:

а — осциллограмма разгона; б — отклонения π_k от значений на установившихся режимах при $n_0 = \text{idem}$ и $G_0 = \text{idem}$

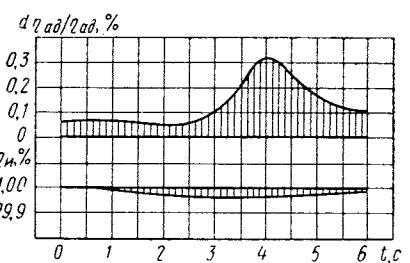


Рис. 7.4. Изменение адиабатического к. п. д. компрессора при разгоне из-за влияния газодинамической нестационарности (осциллограмма соответствует рис. 7.3, а)

Изменение π_k вследствие запаздывания изменения параметров в выходном сечении компрессора определяется зависимостью

$$\left(\frac{\Delta\pi_k}{\pi_k} \right)_a \approx -\frac{i-1}{2i} \frac{l_k}{a+c_a} \frac{1}{\pi_k} \frac{d\pi_k}{dt} K_p, \quad (7.13)$$

где i — число ступеней компрессора;

l_k — длина компрессора;

a, c_a — средние скорость звука и осевая скорость воздуха в компрессоре;

K_p — коэффициент усиления по зависимости (7.11).

Общее изменение π_k на неустановившемся режиме определяется как сумма рассмотренных частных влияний согласно зависимостям (7.9) — (7.13).

$$\sum \delta\pi_k = \sum \frac{\Delta\pi_k}{\pi_k} = \delta\pi_{k, \text{и.в.}} + (\delta\pi_k)_{i, k} + \delta\pi_{kG} + \delta\pi_{ka}.$$

Расчетные примеры по изложенной методике выполнены для осевого компрессора турбовинтового двигателя с использованием действительных осциллограмм разгонов и сбросов оборотов и известной стационарной характеристики компрессора. Другие результаты экспериментального исследования этого двигателя и его компрессора приведены в разд. 7.2.

На рис. 7.3 показано изменение π_k компрессора в процессе разгона двигателя.

Аналогичными методами может быть оценено изменение работы, затраченной на сжатие воздуха на неустановившемся режиме, и изменение адиабатического к. п. д. компрессора из-за газодинамической нестационарности $\delta\eta_{ad}$, а также относительные затраты энергии на преодоление инерционности потока воздуха, выражаемые коэффициентом η_i (рис. 7.4).

Полученное в приведенном примере при не очень интенсивном разгоне ($t_{\text{пр}} = 7 \text{ с}$) отклонение нестационарной характеристики осевого компрессора по π_k и η_{ad} не превышает 0,4 %. Как следует из структуры приведенных выражений, влияние газодинамической нестационарности возрастает прямо пропорционально скорости изменения параметров. Можно ожидать, что в современных высокодинамичных двигателях изменение π_k и к. п. д. компрессора на нестационарных режимах хотя и может возрасти в несколько раз, но достигнет величин всего порядка 1 %. Следовательно, нестационарность газодинамических процессов, происходящих в компрессоре при работе на неустановившихся режимах, дает относительно небольшое изменение напорной характеристики компрессора. Этот вывод совпадает с данными эксперимента.

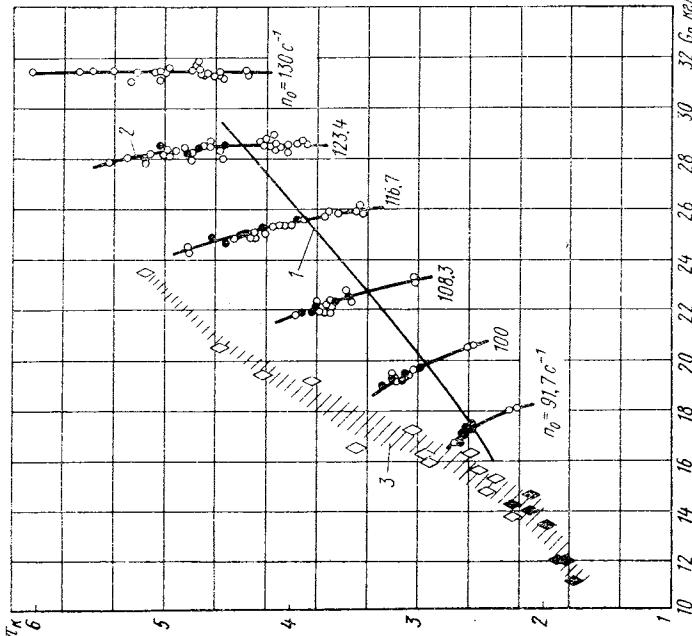


Рис. 7.5. Напорная характеристика осевого компрессора двигателя № 1:
 1 — линия установившихся режимов без загрузки вала двигателя;
 2 — линии $n_0 = \text{const}$; 3 — граница срыва;
 ● — установившиеся режимы (нагрузка на гидротормозом); ○ — установившиеся режимы; ◆ — начало срыва при медленном изменении режима работы;
 ◇ — начало срыва при быстром изменении режима работы

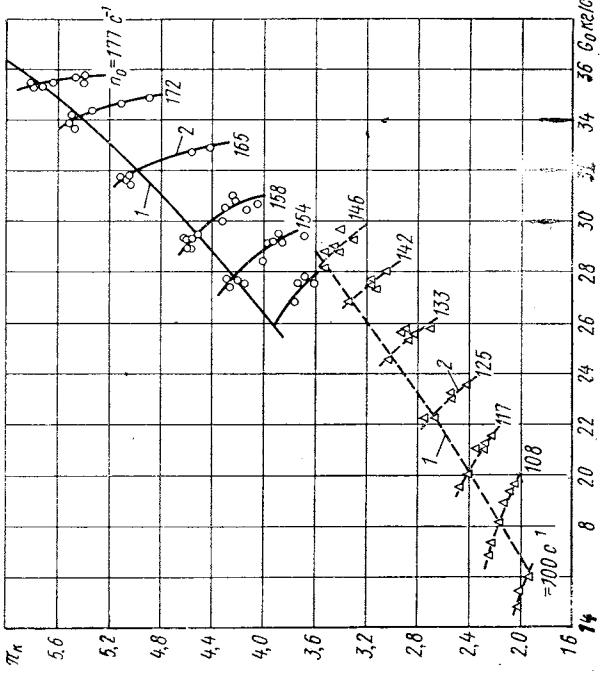


Рис. 7.6. Напорная характеристика осевого компрессора двигателя № 2:
 1 — линии установившихся режимов; 2 — линии $n_0 = \text{const}$, определенные на установившихся режимах; ○, Δ — точки характеристики на переходных режимах; ○ — клапан выпуска воздуха из компрессора закрыт; Δ — клапан открыт

7.2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

7.2.1. Напорные характеристики

Ниже приводятся данные исследования на неустановившихся режимах напорных характеристик компрессоров, т. е. зависимости степени повышения давления от расхода воздуха при различных постоянных частотах вращения.

Испытания проводились на трех двигателях:

1) одновальном турбовинтовом с четырнадцатиступенчатым осевым компрессором в системе с гидротормозом и без внешней загрузки вала винта — на турбореактивном режиме (двигатель № 1),

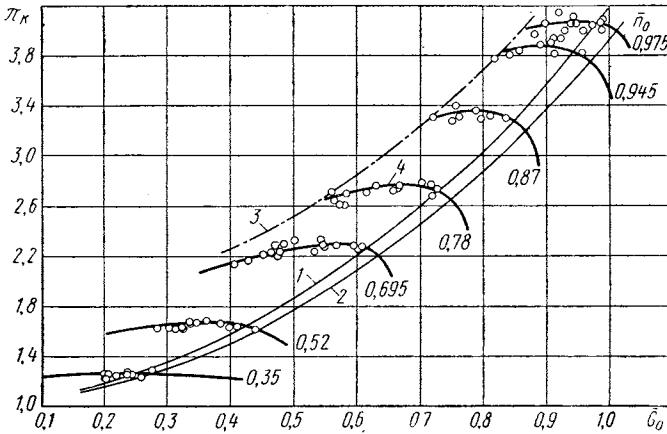


Рис. 7.7. Напорная характеристика центробежного компрессора двигателя № 3:

(на установившихся режимах получена Л. А. Шкодо); 1 — рабочие установившиеся режимы с реактивным соплом; 2 — то же без реактивного сопла; 3 — граница помпажа; 4 — линии $n_0 = \text{const}$; ○ — точки, полученные на неустановившихся режимах

- 2) турбореактивном двигателе с осевым компрессором (двигатель № 2),
- 3) турбореактивном двигателе с центробежным компрессором (двигатель № 3).

У всех двигателей имелись экспериментальные характеристики компрессоров, снятые в системе двигателя на установившихся режимах, которые затем сравнивались с характеристиками, определенными на неустановившихся режимах.

Эксперименты, как правило, проводились после достаточно длительного прогрева двигателей, который осуществлялся на стационарных режимах и при нескольких быстрых переходах с режима на режим перед контрольным переходным процессом, вследствие чего влияние тепловой нестационарности не должно быть сильным. Таким образом экспериментальное исследование было направлено в основном на выявление газодинамической нестационарности.

На рис. 7.5, 7.6, 7.7 изображены напорные характеристики компрессоров, двигателей, полученные на стационарных режимах, с точками $n_0 = \text{const}$, снятыми при разгоне двигателей или при сбросе оборотов.

Сравнение напорных характеристик линий $n_0 = \text{const}$, снятых на неустановившихся и стационарных режимах, показывает хорошее их совпадение. Таким образом экспериментально подтверждается возможность рассматривать работу компрессора на переходных режимах по расходу воздуха и по π_k как квазистационарную.

7.2.2. Область неустойчивой работы компрессора

При испытаниях турбовинтового двигателя с использованием гидротормоза на установившихся режимах, а также при разгонах и сбросах оборотов на турбореактивном режиме, может быть исследована область неустойчивой работы компрессора. Приведем характерные особенности работы компрессора в этой области, поскольку они достаточно типичны и могут встречаться на переходных режимах газотурбинных двигателей.

Исследование области неустойчивой работы компрессора в цилиндрическом сечении канала компрессора на среднем радиусе и экспериментально определенная форма срывной зоны в поперечном сечении канала за первый ступенью компрессора двигателя № 1:

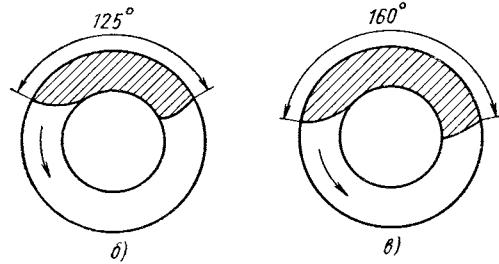


Рис. 7.8. Осциллограмма колебаний полного давления на среднем радиусе и экспериментально определенная форма срывной зоны в поперечном сечении канала за первый ступенью компрессора двигателя № 1:

$$\begin{aligned} a - n_0 &= 92,5 \text{ } 1/\text{с}, G_0 = 16,5 \text{ кг/с (при } \Delta p^* \approx 15 \text{ кПа);} \\ b - n_0 &= 91,5 \text{ } 1/\text{с}, G_0 = 15,2 \text{ кг/с, } \delta - n_0 = \\ &= 91,3 \text{ } 1/\text{с, } G_0 = 14,5 \text{ кг/с} \end{aligned}$$

Компрессор внешне устойчиво работал в левой области своей характеристики. При этом внутри компрессора образовывалась одна зона вращающегося срыва *, занимавшая всю высоту и часть окружности канала (до 80%) и захватывавшая от 4 до 12–13 первых ступеней (рис. 7.8 и 7.9). Ширина и протяженность зоны срыва увеличивались при уменьшении расхода воздуха ($n = \text{const}$). Датчики, установленные в промежуточных ступенях компрессора, отмечали колебания давления, связанные с прохождением зоны срыва, с частотой, строго пропорциональной частоте вращения ротора ($\nu_{\text{ср}} = 0,58 n$). Очень сильное нагружение ротора при работе в левой области характеристики вызывало в двигателе мощные помпажные колебания с частотой 7–10 Гц. Возникновению помпажа в этих случаях предшествовало распространение зоны вращающегося срыва на все четырнадцать ступеней компрессора и появление колебаний высокой частоты на

* При низких частотах вращения наблюдались две зоны срыва

осциллограмме давления за компрессором, связанных с прохождением зоны срыва мимо датчика. Эти колебания сохранялись и накладывались на помпажные колебания более низкой частоты.

Помпаж в двигателе мог быть вызван также путем чрезмерного увеличения подачи топлива при разгоне, при котором линия режимов работы компрессора

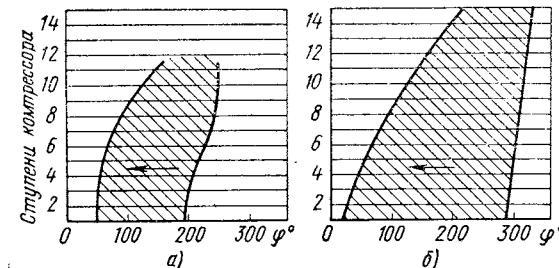


Рис. 7.9. Форма срывных зон в цилиндрическом сечении канала компрессора на средних диаметрах:

$$\left(\phi = \frac{360^\circ}{2\pi} \frac{S}{D_{\text{ср}}} \right), \text{ где } S \text{ — развертка окружности по средним диаметрам ступеней} \\ a - n_0 = 92,5 \text{ } 1/\text{с, } G_0 = 16,5 \text{ кг/с (установившийся режим); } b - n_0 = 77,3 \text{ } 1/\text{с, начало} \\ \text{интенсивного разгона, увеличенная подача топлива (режим предшествует началу помпажа);} \\ \leftarrow \text{— направление вращения компрессора и перемещения срывных зон}\right.$$

(по средним значениям π_k и расхода воздуха) проходила в левой срывной области характеристики при низких G (рис. 7.10).

Осциллограммы давления, полученные с помощью датчиков, расположенных в различных местах тракта компрессора и двигателя, свидетельствуют о том, что

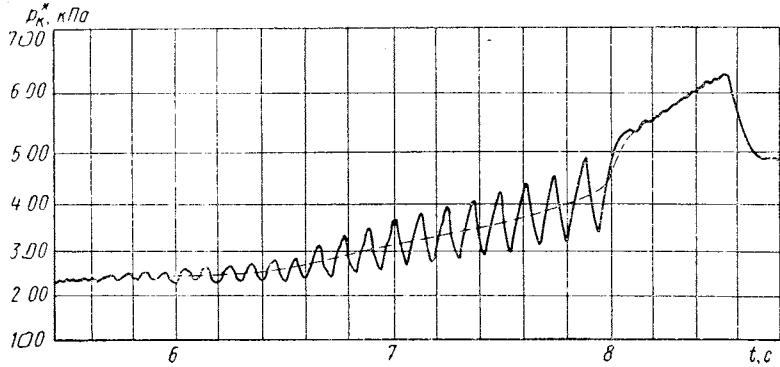


Рис. 7.10. Типичная осциллограмма давления за компрессором при разгоне с помпажом (двигатель № 1; $p_h = 100$ кПа)

при помпаже воздушная масса, находящаяся внутри двигателя, колеблется как одно целое, причем колебания распространяются как на вход в двигатель, так и в сечение за турбиной. Сохранение вращающегося срыва при помпажных колебаниях свидетельствует о том, что помпаж, по-видимому, не вызывает резкой перестройки потока в компрессоре и что сохраняется относительная неизменность его характеристик.

В связи с внешне устойчивой работой двигателя на большинстве срывных режимов возникла возможность снять напорную

характеристику компрессора в левой области, меняя при $n_0 = \text{const}$ нагрузку гидротормоза (рис. 7.11). Граница обратного перехода из левой срывной области характеристики в правую область нормальной работы (при увеличении расхода воздуха) определялась путем быстрого и медленного увеличения частоты вращения ротора двигателя при различных исходных нагрузках гидротормоза, а также при быстром уменьшении расхода топлива,

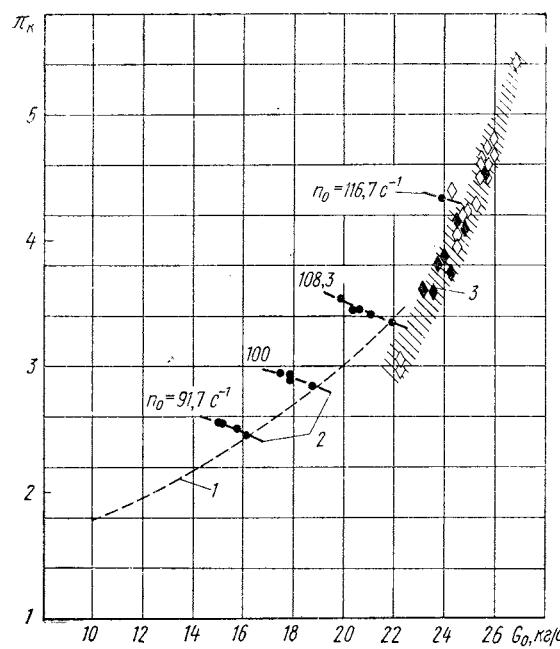


Рис. 7.11. Характеристика компрессора двигателя № 1 в срывной области:
1 — линия установившихся режимов работы двигателя без нагрузки на валу; 2 — линии $n_0 = \text{const}$; 3 — граница перехода из срывной области характеристики в область нормальной работы; ● — установившиеся режимы; ◆ — исчезновение срыва при медленном изменении режима работы; ◇ — исчезновение срыва при быстром изменении режима работы

(часть границы, расположенная ниже линии установившихся режимов без нагрузки). Как следует из рис. 7.11, точки перехода при быстром и при медленном изменении режима располагаются примерно на одной линии, хотя сама граница перехода получается несколько размытой.

Объединение правой и левой областей характеристик компрессора в одном графике (рис. 7.12) выявляет следующие типичные особенности работы осевого компрессора.

Линии $n_0 = \text{const}$ в левой области характеристики компрессора не являются продолжением этих линий в правой области (характеристика имеет разрыв). Степень повышения давления и особенно к. п. д. компрессора при работе в левой срывной области

характеристики значительно ниже, чем при работе в правой области. Например, при $n = 100 \text{ c}^{-1}$ на линиях установившихся режимов без нагрузки гидротормоза к. п. д. в правой зоне равен 0,845, и в левой срывной зоне — 0,79.

Граница перехода из левой области в правую не совпадает с границей перехода из правой области в левую и располагается

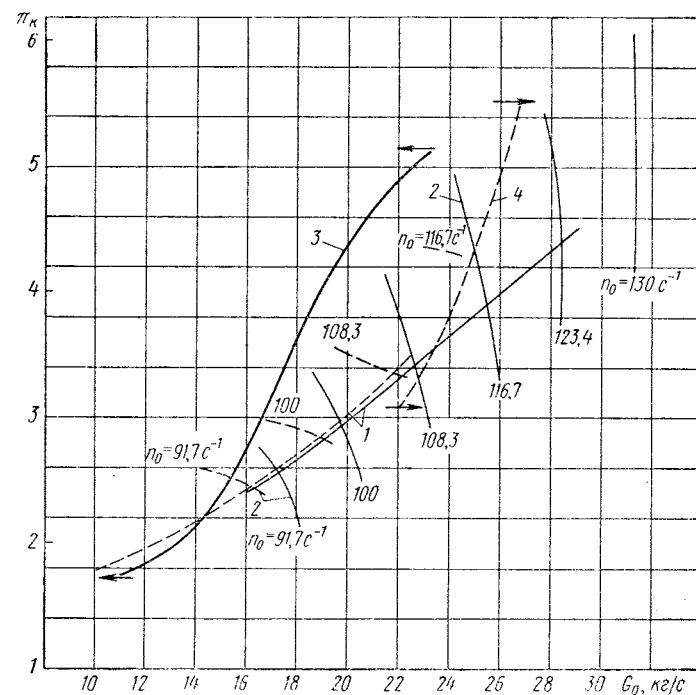


Рис. 7.12. Характеристика компрессора:

— в области нормальной устойчивой работы; — — — — — в срывной области;
1 — линии установившихся режимов работы; 2 — линии $n_0 = \text{const}$; 3 — граница возникновения срыва (переход из области нормальной работы в срывную); 4 — граница исчезновения срыва (переход из области срыва в область нормальной устойчивой работы)

на характеристике значительно правее ее (по расходу воздуха на 5—6 кг/с). Такой гистерезис связан с тем, что возникающая при попадании в левую область характеристики зона вращающегося срыва с последующим увеличением расхода воздуха некоторое время сохраняется, но при этом уменьшается занимаемая ею площадь канала.

Часть характеристики между границами перехода является двухзначной: каждой точке (π_4, G_0) соответствуют два режима работы компрессора с различными частотами вращения.

В отличие от резкого изменения параметров при возникновении срыва, обратный переход из левой области характеристики

в правую происходил «мягко» с небольшим скачкообразным увеличением давления за компрессором и расхода воздуха. Это связано с тем, что в месте перехода значения π_k , соответствующие линиям $n_0 = \text{const}$ правой и левой областей характеристики, сближаются, так как зона вращающегося срыва здесь становится небольшой.

7.3. ТЕПЛОВАЯ НЕСТАЦИОНАРНОСТЬ

Исследования, проведенные в последние годы, выявили возможность значительного влияния тепловой нестационарности на динамические характеристики авиационных двигателей.

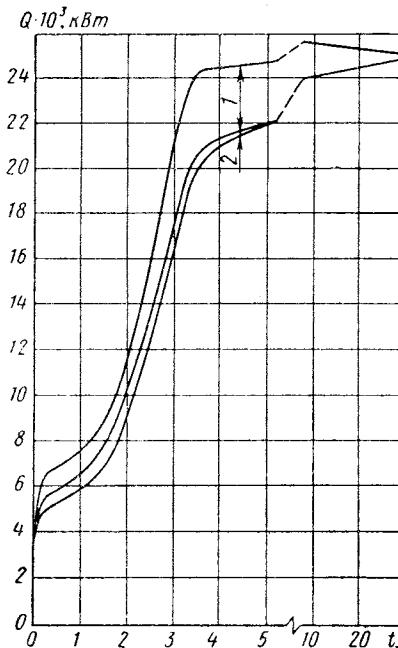


Рис. 7.13. Энергия, затрачиваемая в единицу времени в процессе разгона ТРДД [20]:
1 — на нагрев деталей; 2 — на ускорение ротора

1 — на нагрев деталей; 2 — на ускорение ротора

Расчетные и экспериментальные исследования, проведенные, например, в работе [20] на двухконтурном двигателе RB-153 с взлетной тягой без форсажа 31–32 кН, $G = 55 \text{ кг/с}$ и $m = 0,77$, показывают, что при разгоне за время ≈ 5 с на нагрев деталей двигателя теряется от 10 до 15% общей энергии, выделяемой при сжигании топлива, что составляет примерно 30–55% от избыточной величины энергии, идущей на разгон (рис. 7.13).

В работе [8] рассматривается влияние тепловой нестационарности на протекание переходных процессов в транспортных и стационарных газотурбинных установках. Ввиду большой специфики этих установок (сложные газовоздушные и кинематические схемы, наличие регенератора, теплообменников и т. п.) результаты этих исследований, хотя и не могут быть непосредственно использованы при оценке тепловой нестационарности авиадвигателей, имеют общность в методических вопросах.

7.3.1. Влияние тепловой нестационарности на характеристики лопаточных машин

При разгоне «холодного» двигателя значительная доля тепла сжатия в компрессоре отводится в стенки, ограничивающие воздушный тракт, и в детали, омыываемые потоком воздуха. Оценки, приведенные в работе [20], свидетельствуют о существенном влия-

нии теплоотвода, в результате которого фактическая температура воздуха за компрессором уменьшается (рис. 7.14).

Непосредственное измерение температуры воздуха за компрессором малоинерционными термопарами при разгонах двигателя № 1 (см. разд. 7.2) пока зало отставание величины T_k^* при разгоне от соответствующих величин, оцененных по значениям π_k и к. п. д. на стационарной характеристике, на несколько десятков градусов, что согласуется с оценкой, показанной на рис. 7.14.

Как показывает анализ, наиболее значительные изменения характеристик наблюдаются у многоступенчатых лопаточных машин. Характеристики отдельных ступеней компрессора и турбины практически сохраняются неизменными. Наличие теплоотвода в детали проточного тракта лопаточной машины приводит к снижению средней температуры в потоке перед последующей ступенью и изменению режима ее работы, в частности, к увеличению приведенной частоты вращения. В результате нарушается согласование ступеней, вызывающее различные изменения характеристики в зависимости от условий работы ступеней на рассматриваемом режиме.

Так, например, для компрессора можно выделить три характеристические области режимов *. При малых частотах вращения, вблизи малого газа, характеристика компрессора по существу не претерпевает заметных изменений вследствие незначительного подогрева воздуха в ступенях (рис. 7.15). На средних частотах вращения напорная характеристика непрогретого компрессора смещается вправо на большие расходы и степени сжатия вследствие увеличения приведенной частоты вращения и, соответственно, производительности последних ступеней, определяющих производительность компрессора в целом. Как известно, устойчивость компрессора на средних частотах вращения определяется передними ступенями компрессора, и повышение производительности последних

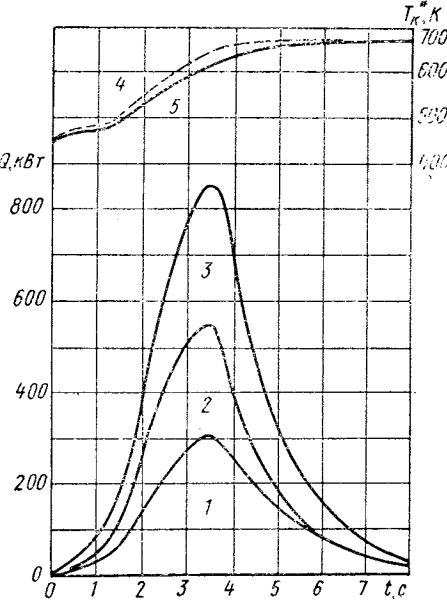


Рис. 7.14. Тепловые потоки в детали компрессора высокого давления двигателя RB-153 в процессе разгона [20]:
1 — корпус и ротор; 2 — лопатки статора;
3 — лопатки ротора; 4 — температура воздуха за компрессором без учета отвода тепла; 5 — фактическая температура

* Исследования проведены инж. Н. П. Земцовым и А. Г. Юдиным.

ступеней компрессора способствует повышению устойчивости работы компрессора.

В области высоких частот вращения линии $n_0 = \text{const}$ напорной характеристики (обычно близкие к вертикальным) смещаются только вверх, так как на высоких частотах производительность компрессора определяется первыми ступенями, на которые теплоотвод в детали не оказывает заметного влияния.

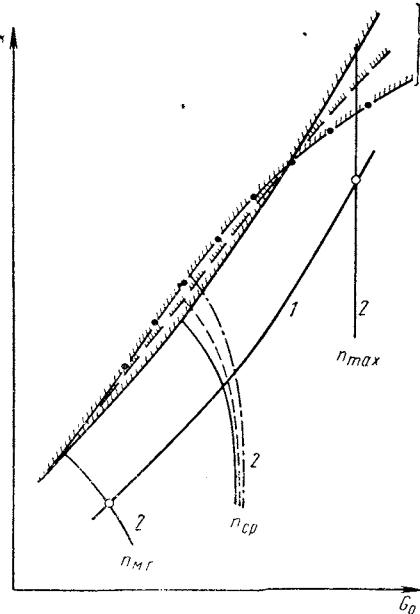


Рис. 7.15. Влияние отвода тепла на характеристику компрессора:

1 — линии рабочих установившихся режимов;
2 — напорные линии $n_0 = \text{const}$; 3 — границы помпажа;
— — — — — прогретый компрессор (без отвода тепла);
— — — — — небольшой отвод тепла в стенки тракта;
— · · · · — значительный отвод тепла

В термодинамическом отношении в компрессоре, если отвлечься от изменения характеристики в результате рассогласования работы ступеней, способствует повышению, а в турбине — уменьшению к. п. д. В зависимости от того, какой из процессов является преобладающим, следует соответствующее изменение динамических свойств двигателя.

7.3.2. Изменение характеристик камеры сгорания

Помимо изменения характеристик лопаточных машин теплоотвод от рабочего тела к деталям проточного тракта приводит к необратимой потере части тепла, выделяемой при сгорании топлива в камере сгорания.

Известная часть тепла теряется в самой камере сгорания несмотря на то, что теплоотвод в ее стенки невелик. При мгновенном

увеличении расхода топлива (при разгоне) по сравнению с условиями стационарного горения происходит повышенный отбор тепла для подогрева и испарения дополнительного количества топлива. Возможно, что вследствие этого часть топлива оказывается неподготовленной для полного сгорания, т. е. некоторое количество топлива не успевает сгореть. Кроме этого, при переходном процессе вследствие забогащения топливо-воздушной смеси коэффициент полноты выделения тепла изменяется по стационарной зависимости, например, вида $\eta_r = f(\alpha)$.

7.3.3. Суммарный эффект

Суммарное, окончательное влияние рассмотренных выше явлений на протекание переходных процессов в двигателе очень сильно

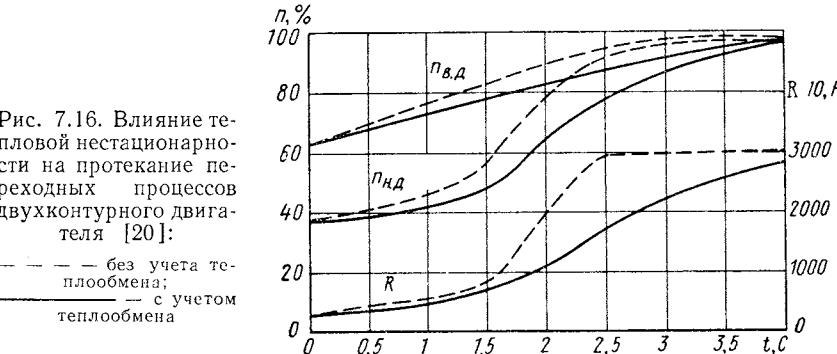


Рис. 7.16. Влияние тепловой нестационарности на протекание переходных процессов двухконтурного двигателя [20]:

— — — — — без учета теплообмена;
— — — — — с учетом теплообмена

зависит от принятой программы подачи топлива. Программы, применяемые при замкнутом регулировании, типа

$$n_0 = f(n_0), T_{r0}^* = f(n_0) \text{ или } G_{tp0} = f(\pi_k)$$

в определенных пределах инвариантны по отношению к изменению полноты сгорания и теплоотвода при быстрых переходных процессах. С другой стороны, программы, использующие внутренние параметры или безразмерные комплексы, могут приводить к нестабильности динамических свойств при изменении теплового состояния двигателя и внешних условий.

Для оценки количественного влияния нестационарных явлений в работе [20] был проведен расчет двух переходных процессов при разгоне двухконтурного двигателя RB-153 от R_{mg} до $0,9 R_{max}$ при одинаковой программе подачи топлива с учетом и без учета теплообмена в двигателе (рис. 7.16).

Во втором случае время разгона оказалось значительно короче близкого к действительности расчетного времени разгона, полученного с учетом нестационарных явлений 2,35 и 3,8 с.

Приведенные примеры свидетельствуют о необходимости учета тепловой нестационарности при расчетных исследованиях и при проектировании систем автоматического регулирования высокодинамичных авиационных двигателей.

Глава VIII

МОМЕНТ ИНЕРЦИИ РОТОРОВ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Момент инерции * ротора газотурбинного двигателя относительно его оси вращения выражается в общем виде так:

$$I_z = \sum_i \int_{v_i} \rho r^2 dv, \quad (8.1)$$

где ρ — плотность материала элемента dv ;

r — расстояние элемента до оси вращения ротора.

Сумма берется по всем i вращающимся деталям ротора, имеющим объем v_i .

Момент инерции ротора является важнейшей характеристикой динамических качеств газотурбинных двигателей. Поскольку в формулу момента инерции ротора (8.1) входит его масса, составляющая существенную часть общей массы двигателя, а методы анализа весовых характеристик авиационных двигателей и момента инерции их роторов оказываются во многом сходными, в первую очередь рассмотрим весовые показатели газотурбинных двигателей.

Масса двигателя и моменты инерции его роторов в значительной степени связаны с размерами и конструкцией конкретных образцов, с применяемыми материалами. На первый взгляд, анализ закономерностей изменения этих показателей невозможен без конструктивной проработки рассматриваемых двигателей и детальных расчетов по элементам. Однако правомерен и другой подход, заключающийся в разработке рациональной структуры удельных показателей массы и момента инерции, в выявлении их зависимости от основных параметров двигателей. Используя такие удельные показатели, на основе статистического анализа развития двигателей определенного типа можно с достаточной степенью точности оценить массу подобного двигателя и моменты

* Момент инерции, имеющий в системе МКГСС размерность $\text{кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, численно равен $9,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ в системе СИ.

инерции его роторов в зависимости от его размеров и основных параметров, а также установить тенденцию совершенствования конструкции и материалов двигателей во времени. Ниже излагаются некоторые подходы к такой оценке.

8.1. ВЕСОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВИАЦИОННЫХ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ *

Основным параметром, характеризующим весовое совершенство авиационных двигателей, является его удельный вес

$$\gamma_R = \frac{g M_{\text{дв}}}{R} \quad (8.2)$$

или обратная величина — удельная весовая тяга $R_G = 1/\gamma_R$, применение которой становится предпочтительным в случае очень низких значений γ_R . В формуле (8.2) $M_{\text{дв}}$ — сухая масса конструкции собственно двигателя **, а R — его взлетная тяга. Параметры γ_R и R_G являются безразмерными.

Удельный вес двигателя γ_R может быть представлен через удельную массу его конструкции

$$\mu_{\text{дв}} = M_{\text{дв}}/G_{\text{max}},$$

т. е. массу двигателя, приходящуюся на 1 кг/с расхода воздуха, и удельную тягу двигателя $R_{\text{уд}} = R/G_{\text{max}}$ в условиях взлета:

$$\gamma_R = \frac{g \mu_{\text{дв}}}{R_{\text{уд}}}. \quad (8.3)$$

Удельная масса конструкции двигателя в $\mu_{\text{дв}}$ выражается в с.

Отсюда следует, что решение задачи снижения удельного веса двигателей γ_R определяется возможностями максимального увеличения удельной тяги $R_{\text{дв}}$ и максимального снижения удельной массы конструкции $\mu_{\text{дв}}$ при выполнении других требований, предъявляемых к двигателям.

Величина удельной тяги $R_{\text{уд}}$ определяется схемой двигателя (ТРДД, ТРД, ТРДФ, ТРДДФ и др.), его термодинамическими параметрами (T_g^* , π_k , T_ϕ^*), величинами к. п. д. элементов и коэффициентов потерь по тракту. Зависимость удельной тяги от этих факторов хорошо известна из общей теории ВРД [11].

Момент инерции ротора двигателя очевидно связан с удельной массой его конструкции $\mu_{\text{дв}}$, поэтому рассмотрим более подробно именно этот параметр.

* Этот раздел написан совместно с М. М. Цховребовым и П. А. Случевским.

** См. ГОСТ 17106—71. Двигатели газотурбинные авиационные. Масса сухая.

8.1.1. Зависимость удельной массы конструкции двигателя от его параметров, схемы и размеров

Удельная масса конструкции двигателя $\mu_{\text{дв}}$ зависит от его схемы и параметров цикла. У ТРДФ и ТРДДФ с общей на оба контура форсажной камерой величина $\mu_{\text{дв}}$ может быть представлена в виде

$$\mu_{\text{дв}} = \mu_{\text{тк}} + \mu_{\text{ф}}.$$

где $\mu_{\text{тк}}$ — удельная масса конструкции турбокомпрессорной части двигателя;

$\mu_{\text{ф}}$ — удельная масса конструкции форсажной камеры.

С точностью, достаточной для целей нашего приближенного анализа, можно считать, что удельная масса турбокомпрессорной части форсированного двигателя $\mu_{\text{тк}}$ равна удельной массе конструкции нефорсированного двигателя с тем же турбокомпрессором и с сужающимся соплом, т. е. у такого двигателя $\mu_{\text{дв}} \approx \mu_{\text{тк}}$. В дальнейшем будем рассматривать общий для дозвуковых и сверхзвуковых форсированных двигателей параметр $\mu_{\text{тк}}$.

Анализ статистических данных по существующим двигателям показывает, что на $\mu_{\text{тк}}$ влияние оказывают степень повышения давления π_k или $\pi_{k\Sigma}$ (во внутреннем контуре ТРДД) и степень двухконтурности m , температура же газа перед турбиной T_g^* влияет слабо [23]. Другими факторами, определяющими значение удельной массы конструкции, оказываются максимальное число M полета *, размерность двигателя, а также уровень конструктивного и технологического совершенства двигателя и качество применяемых материалов, соответствующие определенному периоду изготовления, и т. п. Рассмотрим вначале влияние на удельную массу конструкции турбокомпрессора $\mu_{\text{тк}}$ параметров термодинамического цикла.

Особенно проста связь $\mu_{\text{тк}}$ с параметрами цикла у ТРД. Еще в ранних исследованиях [25] было показано, что $\mu_{\text{тк}}$ у различных ТРД одного и того же периода постройки оказывается функцией только одного параметра — π_k . Единая зависимость $\mu_{\text{тк}} = f(\pi_k)$ хорошо подтверждается статистическими данными. В дальнейшем оказалось возможным сравнивать между собой различные ТРДД **, введя понятие *эквивалентной степени повышения давления* на максимальном взлетном режиме

$$\pi_{k\Sigma} = \left[\frac{k-1}{\pi_k^k} + m \left(\frac{k-1}{\pi_b^k} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{k}}, \quad (8.4)$$

* Согласно работе [23] специфическое влияние скорости полета на массу двигателя начинает проявляться при очень высоких расчетных скоростях полета ($M_p > 2,5$). Такие двигатели редки и нами не рассматриваются.

** Рассматриваются ТРДД обычного, наиболее распространенного типа (без редуктора, без вентилятора с поворотными лопатками и без других особенностей).

которая соответствует изэнтропической работе сжатия в компрессоре условного ТРД, эквивалентной суммарной работе сжатия в вентиляторе и компрессоре ТРДД:

$$L_3 = L_k + (m+1)L_b. \quad (8.5)$$

Расход воздуха у такого условного ТРД равен расходу воздуха через внутренний контур ТРДД G_1 .

Таким образом, рассматриваемый ТРДД с параметрами $\pi_{k\Sigma}$, π_b , m , $G = G_1 + G_{II}$ приводится к условному ТРД с параметрами $\pi_{k\Sigma}$, G_1 и удельной массой конструкции турбокомпрессорной части

$$\mu_{\text{тк}I} = \frac{M_{\text{тк ТРДД}}}{G_1} = \frac{M_{\text{тк}}(m+1)}{G_{\text{ТРДД}}}. \quad (8.6)$$

Индекс I у $\mu_{\text{тк}I}$ означает, что масса турбокомпрессорной части ТРДД относится не ко всему расходу воздуха, а к расходу через внутренний контур G_1 .

Зависимость $\mu_{\text{тк}I} = f(\pi_{k\Sigma})$ с достаточной степенью точности оказывается справедливой для ТРД и ТРДД. В случае ТРД $\pi_{k\Sigma} = \pi_k$, $\mu_{\text{тк}I} = \mu_{\text{тк}}$, а в случае ТРДД переход к величине $\mu_{\text{тк}}$, входящей в формулу удельного веса, производится по выражению

$$\mu_{\text{тк}} = M_{\text{тк}}/G = \mu_{\text{тк}I}/(m+1). \quad (8.7)$$

На рис. 8.1, показана зависимость $\mu_{\text{тк}I}$ от $\pi_{k\Sigma}$, полученная путем обработки статистических данных по турбокомпрессорам ТРД и ТРДД. Величины $\mu_{\text{тк}I}$ этих двигателей для возможности сопоставления приведены к одному уровню конструктивного совершенства (к периоду 1960—1965 гг.) путем использования осредненной зависимости удельной массы конструкции от времени постройки двигателей (см. ниже). У ТРДД с большой степенью двухконтурности величина $\pi_{k\Sigma}$ может достигать 70—85 (при действительном $\pi_{k\Sigma} \approx 25$); при этом соответственно увеличивается значение массы турбокомпрессорной части, отнесенной к 1 кг/с расхода воздуха через внутренний контур.

На рис. 8.1, б полученная статистическая зависимость представлена в координатах $\mu_{\text{тк}I} = f(l_3)$. Почти прямолинейное изменение $\mu_{\text{тк}I}$ по безразмерной удельной эквивалентной работе сжатия $l_3 = L_3 / \left(\frac{k}{k-1} RT_{H0} \right)$ свидетельствует о том, что масса турбокомпрессорной части ТРДД (и ТРД, когда $m = 0$) пропорциональна общей мощности лопаточных машин (компрессора и вентилятора) на максимальном режиме. Действительно, с учетом выражений (8.5) и (8.6) получим

$$\mu_{\text{тк}I} \sim L_3, \quad M_{\text{тк}} \sim G_1 [L_k + (m+1)L_b] = N_k + N_b.$$

Зависимости, показанные на рис. 8.1 а и б, справедливы для двухвальных ТРД и трехвальных ТРДД. В этом случае в выраже-

нии (8.5) под L_k следует понимать сумму работ обоих каскадов компрессора.

Рассмотренные закономерности позволяют проанализировать тенденции влияния схемы и параметров термодинамического цикла двигателей на массу конструкции их турбокомпрессорной части. На рис. 8.2 показано влияние основных параметров дозвуковых ТРД и ТРДД без форсажных камер на удельную массу конструкции.

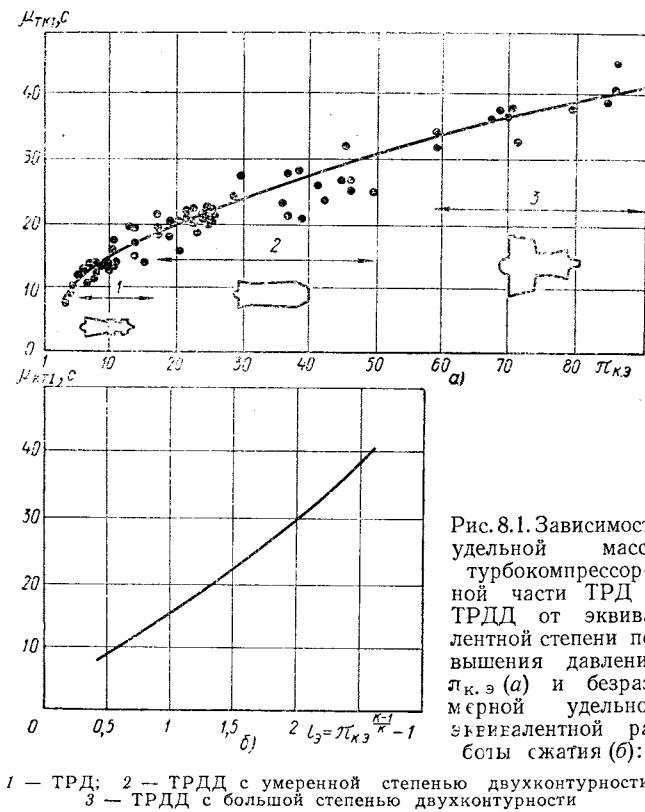


Рис. 8.1. Зависимость удельной массы турбокомпрессорной части ТРД и ТРДД от эквивалентной степени повышения давления $\pi_{k,e}$ (а) и безразмерной удельной эквивалентной работы сжатия (б):

1 — ТРД; 2 — ТРДД с умеренной степенью двухконтурности; 3 — ТРДД с большой степенью двухконтурности

Удельная масса конструкции ТРДД, связанная с рассмотренной ранее величиной μ_{T_k} , зависимостью (8.7), сильно снижается при увеличении m , что связано с уменьшением относительных размеров внутреннего контура и «степени заполнения» объема двигателя металлом. Кроме того, в области $m = 0 \div 3$ увеличение степени двухконтурности сопровождается сокращением числа ступеней вентилятора вследствие значительного снижения оптимальных значений π_v . При большей степени двухконтурности вентилятор остается одноступенчатым, а число ступеней турбины по мере роста m возрастает из-за роста работы, потребляемой вентилято-

ром, и снижения окружной скорости в турбине вентилятора; в результате падение μ_{T_k} замедляется. Увеличение суммарной степени повышения давления в компрессоре ($\pi_{k,\Sigma}$) в характерных

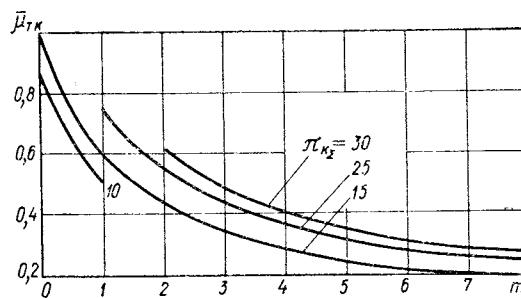


Рис. 8.2. Зависимость относительной удельной массы конструкции ТРД и ТРДД от степени двухконтурности m и от $\pi_{k,\Sigma}$ (π_v оптимальное)

пределах (15—30) несколько увеличивает массу конструкции, поскольку в этом случае возрастает число ступеней ротора.

Заметное влияние на величину удельной массы конструкции двигателей оказывают абсолютные размеры двигателя, определяе-

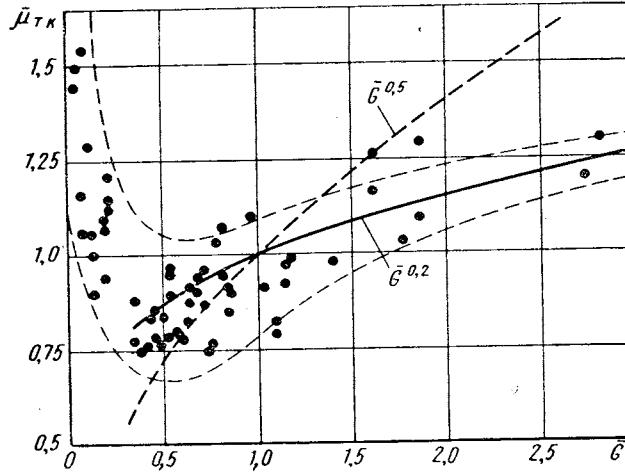


Рис. 8.3. Зависимость относительной удельной массы конструкции ТРД от расхода воздуха через двигатель (приведено к $\pi_k = 14$, к году постройки — 1965 г.; $M_p < 1$):

— — — теоретическая зависимость $\bar{G}^{0.5}$

мые в ТРД расходом воздуха. Известно, что масса геометрически подобного двигателя увеличивается пропорционально расходу воздуха в степени $3/2$, а удельная масса конструкции (и удельный

вес) — пропорционально $G^{0.5}$. В действительности зависимость массы от расхода воздуха оказывается более слабой, что связано с отсутствием подобия ряда размеров при увеличении общей размерности двигателя. Например, с ростом G_{\max} отстает от требований подобия увеличение продольных зазоров во вращающихся элементах, длины камеры сгорания, толщин стенок корпусов и фланцев, размеров некоторых крепежных деталей и т. п.

На рис. 8.3 показан результат обработки статистических данных о массе турбокомпрессоров ТРД различного размера (в этом случае $\mu_{tk} = \mu_{dv}$). Двигатели на графике приведены к одинаковой величине степени повышения давления (с помощью зависимости, показанной на рис. 8.1) и к одному времени постройки (1965 г.). С увеличением расхода воздуха удельная масса конструкции двигателей практически возрастает и примерно пропорциональна $G^{0.2}$. При значительном уменьшении размерности (левая часть графика) удельная масса ТРД резко увеличивается. В этой области у двигателей малой тяги отмечается повышенный разброс точек и отсутствие четко выраженной закономерности.

8.1.2. Тенденции уменьшения удельной массы конструкции двигателей во времени

Как показывает статистика, величина удельной массы турбокомпрессорной части выполненных двигателей μ_{tk} определяется не только его схемой и параметрами, но и в значительной мере зависит от времени их постройки.

Поскольку параметры авиационных двигателей (например, π_{kz} и t) также развиваются во времени, с ними изменяется и удельная масса. Отмечавшееся в последние годы повышение степени двухконтурности у дозвуковых двигателей способствовало снижению их удельной массы, но одновременный рост π_{kz} сдерживал уменьшение μ_{tk} .

Современные двухконтурные двигатели имеют в пять-шесть раз большие π_{kz} , чем ТРД 40-х годов, значения π_{kz} порядка 20—30 характерны в настоящее время как для дозвуковых, так и для сверхзвуковых двухконтурных двигателей, и продолжают расти, что способствует улучшению экономичности двигателей на дозвуковых режимах.

В первом приближении можно полагать, что рассмотренный ранее характер влияния параметров двигателей на их удельную массу сохранится и при дальнейшем их развитии. Однако возможно появление новых схем двигателей, которые изменяют эти тенденции. Например, дальнейшее увеличение степени двухконтурности ТРД может быть связано с введением редуктора в роторе вентилятора, вентиляторов с поворотными лопатками рабочего колеса, возможно появление малошумных ТРД специальных схем и др. В этих случаях указанная закономерность связи параметров двигателя с его удельной массой может измениться.

С другой стороны, в результате непрерывного совершенствования конструкции ГТД, технологии их изготовления и освоения новых конструкционных материалов, повышения аэродинамической напряженности и увеличения компактности элементов удельная масса конструкций двигателей была значительно уменьшена.

Тенденцию аэродинамического развития элементов ГТД, влияющего на объем турбокомпрессора и его массу, рассмотрим на примере компрессора, масса которого (вместе с вентилятором) составляет 35—40% от массы двигателя без форсажной камеры.

На рис. 8.4 дано сравнение лобовой производительности и средней работы сжатия в ступени компрессоров зарубежных двухконтурных двигателей. Производительность компрессоров непрерывно росла и в настоящее время в связи с широким внедрением сверхзвуковых ступеней в передней части компрессора практически достигла предела [170—180 кг/(с · м²)]. Непрерывно растет средняя работа сжатия в ступени компрессора.

На рис. 8.5 показано развитие компрессоров на примере зарубежных двухконтурных двигателей. Степень повышения давления π_{kz} за последние 10 лет возросла в среднем в два раза. В результате отмеченного выше роста средней работы сжатия в ступени число ступеней вентилятора и компрессора $z_v + z_k$ несмотря на быстрый рост π_{kz} сохраняется неизменным (от 14 до 18) и даже в последнее время имеет тенденцию к некоторому сокращению.

В результате указанных выше усовершенствований, связанных с увеличением производительности и средней работы сжатия в ступенях компрессоров, а также увеличения теплонапряженности камер сгорания и работы в ступенях турбины и др. был достигнут значительный прогресс в увеличении компактности двигателей. Эта тенденция хорошо выявляется при анализе развития двигателей легких самолетов. Относительная длина турбокомпрессора в калибрах входа в компрессор (вентилятор) уменьшилась за прошедшие 20 лет в $\approx 1,5$ раза. Диаметральные размеры турбокомпрессора также сокращались (при $G = \text{idem}$) в связи с увеличением производительности компрессоров.

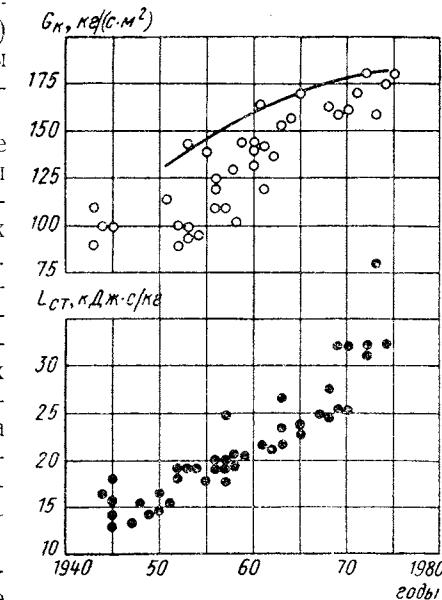


Рис. 8.4. Тенденция роста лобовой производительности и средней работы адиабатического сжатия ступени в компрессорах зарубежных двигателей

Большое значение в процессе снижения массы двигателей, который происходил даже при росте окружных скоростей и уровня температур газа, имеет использование новых материалов с лучшими свойствами, в частности, материалов с более высокой удельной прочностью и жаропрочностью. Изменение структуры материалов идет в сторону более широкого применения титановых и жаропрочных сплавов, которые вытесняют из конструкции двигателя алюминиевые, магниевые сплавы и стали.

Развитие авиационных двигателей и их элементов

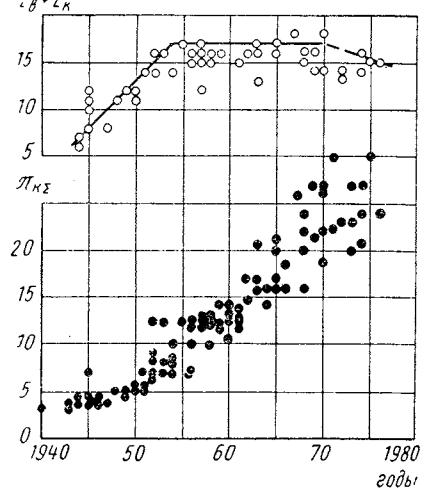


Рис. 8.5. Изменение суммарной степени повышения давления и числа ступеней в вентиляторе и компрессоре зарубежных ТРДД

показывает, что их весовые показатели непрерывно улучшаются, и имеются большие резервы дальнейшего снижения массы двигателей в ближайшие годы.

На рис. 8.6 показана тенденция снижения удельной массы конструкций турбокомпрессоров авиационных двигателей по годам *. Для возможности сравнения на графике данные двигателей разных типов (ТРД, ТРДД) с использованием рассмотренных ранее зависимостей (рис. 8.1 и 8.3) условно приведены к одинаковым величинам степени повышения давления, размерности и степени двухконтурности ($m = 0$) — к схеме ТРД без форсажной ка-

* Время постройки двигателей на этом графике определяется датой первого летного испытания.

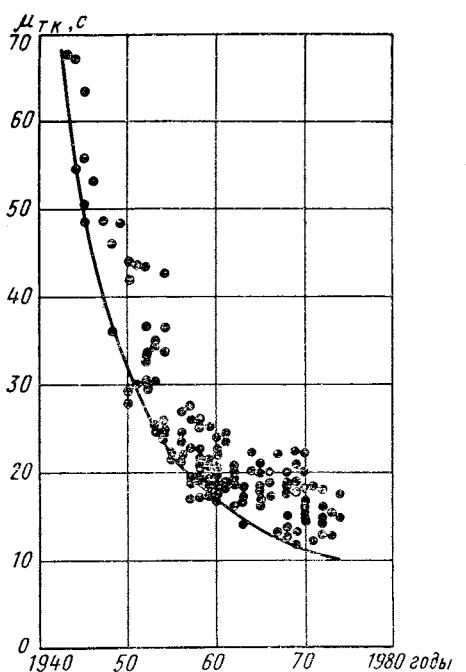


Рис. 8.6. Уменьшение удельной массы конструкции турбокомпрессорной части авиационных двигателей по годам (приведено к $\pi_k = 14$, $m = 0$, $G_{max} = 175$ кг/с)

меры. Как видно, темп уменьшения удельной массы конструкции очень велик, но со временем он несколько замедляется. В период 1950—1960 гг. удельная масса конструкции турбокомпрессоров уменьшилась примерно в два раза, а в последующие 10 лет (1960—1970 гг.) — на $\approx 40\%$. По-видимому, это связано с тем, что первоначальные резервы совершенствования конструкции и материалов в такой новой области техники, какой являются авиационные газотурбинные двигатели, в известной мере были использованы. В будущем можно ожидать дальнейшего совершенствования конструкции авиационных двигателей и снижения их удельной массы.

Рис. 8.6 характеризует в среднем тенденцию конструктивного совершенствования авиационных двигателей по годам и в относительном виде может быть применен для приведения удельной массы конструкции двигателей разных лет постройки к единому сравнению уровню (к одному году постройки). Приведение удельной массы ТРД или ТРДД (без форсажных камер) может быть произведено по формуле

$$(\mu_{tk})_{t_0} = (\mu_{tk})_t \bar{\mu}_{tk}, \quad (8.8)$$

где

t_0 — год приведения;

t — год постройки данного двигателя;

$(\mu_{tk})_t$ — его фактическая удельная масса;

$\bar{\mu}_{tk} = (\mu_{tk})_{t_0} / (\mu_{tk})_t$ — относительное изменение удельной массы согласно огибающей зависимости на рис. 8.6.

Таким способом были приведены к одному году постройки данные и на рис. 8.1, 8.3.

8.2. МОМЕНТ ИНЕРЦИИ РОТОРА И МАССА ТРД И ТРДД

Связь момента инерции с массой турбокомпрессорной части двигателя легче всего проследить на примере одновального ТРД.

Можно предположить существование определенной зависимости, например, прямой пропорциональности между массой вращающегося ротора M_{rot} и массой всей турбокомпрессорной части ТРД:

$$M_{rot} = \alpha M_{tk};$$

у ряда двигателей, например, можно считать, что масса ротора равна массе статора, т. е. массе всех невращающихся частей турбокомпрессора. В этом случае $\alpha \approx 0,5$.

Момент инерции ротора можно представить в виде

$$I_z = M_{rot} r_i^2 \approx \alpha M_{tk} r_i^2,$$

где r_i — средний радиус инерции данного ротора.

Разделим это выражение на квадрат секундного расхода воздуха на максимальном режиме работы G_{max} . Тогда

$$\bar{I}_z = \alpha \mu_{tk} r_i^2. \quad (8.9)$$

Здесь $\bar{I}_z = I_z/G_{\max}^2$ — удельный момент инерции ротора;
 $\bar{r}_i = \frac{r_i}{\sqrt{G_{\max}}}$ — средний относительный радиус инерции ротора;
 $\mu_{\text{тк}} = \frac{M_{\text{тк}}}{G_{\max}}$ — удельная масса турбокомпрессора.

Так как у однотипных (или геометрически подобных двигателей) величина \bar{r}_i должна быть примерно одинакова ($G_{\max} \sim D_{\text{вх}}^3$), то форма представления удельного момента инерции по выражению (8.9) приобретает четкий физический смысл: *удельный момент инерции ротора ТРД в однотипных конструкциях пропорционален удельной массе турбокомпрессорной части двигателя*. Это положение качественно хорошо подтверждается статистической зависимостью, показанной на рис. 8.7.

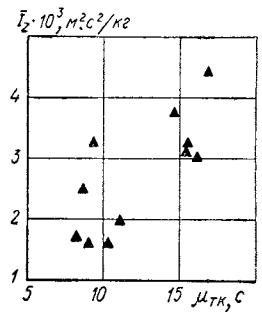


Рис. 8.7. Зависимость удельного момента инерции ротора ТРД от удельной массы конструкции двигателя (приведено к 1965 г.)

пример, к диаметру

$$I_z = D_{\text{вх}}^5 \sum_i \int_{V_i} \rho \bar{r}^2 d\bar{V},$$

$$\bar{r} = r/D_{\text{вх}}, \quad \bar{V} = \frac{V}{D_{\text{вх}}^3}.$$

Отсюда следует, что если рассматривать семейство полностью геометрически подобных двигателей, соответствующие детали которых выполнены из одинаковых материалов, $\rho = \text{idem}$, то моменты инерции их роторов будут пропорциональны характерному размеру двигателей в пятой степени:

$$I_z \sim D_{\text{вх}}^5,$$

$$G_{\max} \sim D_{\text{вх}}^2,$$

$$I_z \sim G_{\max}^{5/2}.$$

или, учитывая, что

$$\bar{I}_z = \frac{I_z}{G_{\max}^2} \sim G_{\max}^{0.5}.$$

Следовательно, удельный момент инерции роторов таких двигателей будет пропорционален корню квадратному из G_{\max} :

Как указывалось в разделе 8.1, удельная масса двигателей рассматриваемого гипотетического семейства также пропорциональна величине $G_{\max}^{0.5}$, т. е. при прочих равных условиях она растет с увеличением абсолютного размера двигателя.

Следовательно, *влияние абсолютного характерного размера турбореактивного двигателя на удельный момент инерции ротора и на удельную массу конструкции двигателя теоретически одинаково*.

В действительности (см. рис. 8.3) влияние размера двигателя на величину его $\mu_{\text{тк}}$ (при больших G_{\max}) оказывается более слабым. Учитывая пропорциональность \bar{I}_z и $\mu_{\text{тк}}$, можно предположить, что действительное влияние размерности двигателя (так же, как и теоретическое) на эти параметры будет одинаковым, т. е. $\bar{I}_z \sim G_{\max}^{0.2}$. Тогда выражение (8.9) можно записать в виде

$$\bar{I}_z \approx \alpha \mu_{\text{тк}} \bar{r}_i^2 \bar{G}_{\max}^{0.2}, \quad (8.10)$$

где $\mu_{\text{тк}0}$ — удельная масса ТРД определенного размера (например, с площадью входа $F_{\text{вх}0} = 1 \text{ м}^2$, что соответствует

$$G_{\max0} \approx 175 \text{ кг/с}, D_{\text{вх}0} = 1,13 \text{ м}),$$

$$\bar{G}_{\max} = G_{\max}/G_{\max0}; \quad \bar{r}_i = \bar{r}_i/D_{\text{вх}0}.$$

Учитывая относительно слабую зависимость удельного момента инерции от абсолютного размера двигателя, а также большую подверженность его величины влиянию случайных факторов по сравнению с более простым по содержанию параметром удельной массы $\mu_{\text{тк}}$, в дальнейшем изложении будем, как правило, пренебречь зависимостью \bar{I}_z от абсолютного размера. Влияние абсолютного размера может быть при необходимости учтено по формуле (8.10).

8.2.2. Учет времени постройки двигателя

Как показано в разд. 8.1, времени постройки двигателя соответствует определенный уровень совершенства его конструкции, применяемых материалов, технологий и т. п., что существенно влияет на удельную массу двигателя при прочих равных условиях. С известной степенью точности можно считать, что совершенствование конструкции двигателей одного типа (например, ТРД) не изменяет сколь-нибудь значительно ни соотношения масс ротора и статора двигателей, ни величины среднего относительного радиуса инерции ротора, т. е. в выражении (8.9) независимо от времени постройки двигателя будут соблюдаться условия $\alpha \approx \approx \text{const}$, $\bar{r}_i \approx \text{const}$. Следовательно, процесс весового совершенствования двигателей сопровождается уменьшением удельного момента инерции их роторов, для оценки темпа которого может быть использован приведенный ранее график изменения $\mu_{\text{тк}}$ по годам (рис. 8.6). Приведение удельного момента инерции к определен-

ному времени может быть произведено по формуле, аналогичной (8.8):

$$\bar{I}_{zt0} = \bar{I}_{zt} \bar{\mu}_t.$$

Зависимость коэффициента приведения $\bar{\mu}_t$ от времени постройки двигателей, полученная по данным рис. 8.6, показана на рис. 8.8. В качестве года приведения выбран 1965 год.

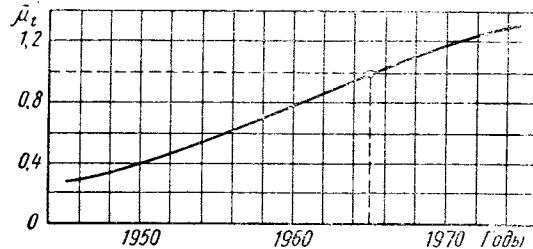


Рис. 8.8. Коэффициент приведения удельного момента инерции и удельной массы двигателей к одному году постройки (1965 г.)

Приведение величины удельного момента инерции ротора к определенному году постройки двигателя (как это ранее было сделано в отношении удельной массы конструкции) позволяет сравнить между собой двигатели с разным уровнем конструктивного совершенства и используется для более обоснованного анализа статистических данных.

8.2.3. Зависимость удельного момента инерции ротора ТРД от его параметров

Удачное статистическое подтверждение зависимости μ_{tk} от π_k или, что тоже самое, от L_k (см. рис. 8.1), а также найденная ранее прямая связь величин I_z и μ_{tk} (см. рис. 8.7) позволяет предположить, что удельный

момент инерции ротора \bar{I}_z ТРД при прочих равных условиях также является функцией степени повышения давления в компрессоре π_k или изэнтропической работы сжатия L_k , т. е. что $\bar{I}_z = f(\pi_k)$ или $\bar{I}_z = f'(L_k)$.

Статистические данные поряду ТРД достаточно хорошо подтверждают предположение о существовании подобной связи

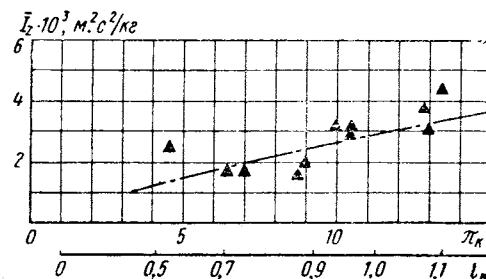


Рис. 8.9. Зависимость удельного момента инерции ротора ТРД от степени повышения давления (безразмерной работы сжатия) в компрессоре на максимальном режиме (приведено к 1965 г.)

(рис. 8.9). Анализ моментов инерции роторов двухвальных ТРД показывает, что полученная приближенная зависимость справедлива также и для этих двигателей, если под величиной \bar{I}_z понимать сумму удельных моментов инерции роторов низкого и высокого давлений:

$$\bar{I}_z = \bar{I}_{z\text{ н. д.}} + \bar{I}_{z\text{ в. д.}}$$

8.2.4. Суммарный удельный момент инерции роторов двухконтурных двигателей

Подходы, основанные на укрупненном структурном анализе и аппробированные при рассмотрении удельного момента инерции роторов ТРД, а также удельной массы конструкции ТРД и ТРДД (разд. 8.1), могут быть использованы также для анализа суммарного момента инерции роторов двухконтурных двигателей.

Суммарный момент инерции роторов ТРДД определим как сумму моментов инерции отдельных роторов:

$$I_z = I_{z\text{в.}} + I_{z\text{к.}} \text{ (двуихвальный ТРДД),}$$

$$I_z = I_{z\text{в.}} + I_{z\text{н. д.}} + I_{z\text{в. д.}} \text{ (трехвальный ТРДД).}$$

В общем случае ротор вентилятора может иметь дополнительные («подпорные») ступени во внутреннем контуре.

Удельный момент инерции роторов ТРДД определим как отношение суммарного момента роторов к квадрату общего расхода воздуха или расхода воздуха через внутренний контур по аналогии с μ_{tk} и μ_{tkI} [см. (8.7)]:

$$\bar{I}_z = \frac{I_z}{G_{\max}^2} \text{ и } \bar{I}_{zI} = \frac{I_z}{G_{\max I}^2}.$$

Очевидно

$$\bar{I}_{zI} = \bar{I}_z (m + 1)^2. \quad (8.11)$$

Найдем структурную зависимость суммарного момента инерции роторов ТРДД от его основных параметров на примере двухвального двигателя при следующих предположениях. Массы роторов такого двигателя равны

$$M_{\text{рот. в.}} = M_{\text{в.}} + M_{\text{т. в.}}; \quad M_{\text{рот. к.}} = M_{\text{к.}} + M_{\text{т. к.}}$$

Примем по аналогии с данными подразд. 8.1.1, что массы роторов пропорциональны максимальной мощности их компрессоров (индекс \max далее опускается):

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{в.}} + M_{\text{т. в.}} &\approx C_M L_{\text{в.}} G = C_M (m + 1) L_{\text{в.}} G_I; \\ M_{\text{к.}} + M_{\text{т. к.}} &\approx C_M L_{\text{к.}} G_I, \end{aligned} \right\} \quad (8.12)$$

причем принимаем везде коэффициент пропорциональности $C_M \approx \text{idem}$.

Можно допустить, что квадраты средних радиусов инерции вентилятора, турбины вентилятора и ротора компрессора примерно пропорциональны максимальным расходам воздуха через соответствующие агрегаты:

$$r_{\text{и. в}}^2 \approx C_{\text{и}} G; r_{\text{и. т. в}}^2 \approx C_{\text{и}} G_I; r_{\text{и. к}}^2 \approx C_{\text{и}} G_I, \quad (8.13)$$

причем коэффициенты пропорциональности $C_{\text{и}}$ также везде примерно одинаковыми.

Найдем с учетом зависимости (8.13) выражение для момента инерции ротора вентилятора:

$$I_{z\text{в}} \approx M_{\text{в}} r_{\text{и. в}}^2 + M_{\text{т. в}} r_{\text{и. т. в}}^2 = \\ = C_{\text{и}} (M_{\text{в}} G + M_{\text{т. в}} G_I) = C_{\text{и}} [M_{\text{в}} G_I + (M_{\text{в}} + M_{\text{т. в}}) G_I].$$

Подставив сюда $M_{\text{в}} = b (M_{\text{в}} + M_{\text{т. в}})$, где b — доля массы собственно вентилятора в массе ротора вентилятора, и вынося за скобки G_I^2 , получим с учетом выражения (8.12)

$$I_{z\text{в}} \approx C_{\text{и}} C_M (bm + 1) (m + 1) L_{\text{в}} G_I^2$$

или

$$I_{z\text{в}I} \approx C_{\text{и}} C_M (bm + 1) (m + 1) L_{\text{в}}. \quad (8.14)$$

Аналогично для ротора высокого давления (компрессора) получим

$$I_{z\text{к}} \approx M_{\text{рот. к}} r_{\text{и. к}}^2 = C_{\text{и}} C_M L_{\text{к}} G_I^2$$

или

$$\bar{I}_{z\text{к}I} \approx C_{\text{и}} C_M L_{\text{к}}. \quad (8.15)$$

Удельный суммарный момент инерции определяется сложением равенств (8.14) и (8.15):

$$\bar{I}_{zI} = \frac{I_z}{G_I^2} \approx C_{\text{и}} C_M [(bm + 1) (m + 1) L_{\text{в}} + L_{\text{к}}].$$

Выделим здесь эквивалентную суммарную работу сжатия согласно выражению (8.5). Окончательно получим

$$\bar{I}_{zI} \approx C_{\text{и}} C_M L_{\text{в}} \left[1 + bm (m + 1) \frac{L_{\text{в}}}{L_{\text{в}}} \right]. \quad (8.16)$$

Рассматривая полученное выражение как функциональную связь \bar{I}_{zI} с $L_{\text{в}}$, запишем выражение (8.16) в более общем виде:

$$\bar{I}_{zI} \approx \left[1 + bm (m + 1) \frac{L_{\text{в}}}{L_{\text{в}}} \right] f'(L_{\text{в}}). \quad (8.17)$$

В ТРД $m = 0$, $I_{zI} = I_z$, $L_{\text{в}} = L_{\text{к}}$ и из равенства (8.17) получим рассмотренную ранее зависимость $\bar{I}_z \approx f'(L_{\text{в}})$ (см. рис. 8.9). Так как существует определенная зависимость между удельной массой

конструкции турбокомпрессорной части ТРДД $\mu_{\text{тк}I}$ и величиной $L_{\text{в}}$ (см. рис. 8.1), выражение (8.17) может быть представлено в виде, устанавливающем связь между удельным моментом инерции роторов ТРДД и удельной массой конструкции, аналогичную связи (8.9), полученной ранее для ТРД:

$$\bar{I}_{zI} \approx \left[1 + bm (m + 1) \frac{L_{\text{в}}}{L_{\text{в}}} \right] f(\mu_{\text{тк}}). \quad (8.18)$$

Аналогичные рассуждения будут справедливы для суммарного момента инерции роторов трехвального ТРДД. Вероятно, что конечный вид зависимостей (8.17) и (8.18) при этом не изменится, аналогично тому, как ранее зависимость $\bar{I}_z = f(\mu_{\text{тк}})$ являлась общей для одновальных и двухвальных ТРД (см. рис. 8.9).

Введем понятие *эквивалентного суммарного удельного момента инерции роторов ТРДД*, равного удельному моменту инерции ротора ТРД, имеющего те же значения работы сжатия $L_{\text{к}} = L_{\text{в}}$ и расхода воздуха $(G_{\text{max}})_{\text{ТРД}} = (G_{\text{max}})_I$ ТРДД:

$$\bar{I}_{zI} = \frac{\bar{I}_{zI}}{1 + bm (m + 1) L_{\text{в}}/L_{\text{в}}}. \quad (8.19)$$

Тогда из выражения (8.18) получим единую по смыслу для ТРД и ТРДД зависимость

$$\bar{I}_{zI} = f(\mu_{\text{тк}I}), \quad (8.20)$$

обобщающую полученную ранее зависимость (8.9), изображенную на рис. 8.7. Аналогично этому из выражения (8.17) найдем

$$\bar{I}_{zI} = f'(L_{\text{в}}) \text{ или } \bar{I}_{zI} = f''(\pi_{\text{к. в}}). \quad (8.21)$$

Полученные зависимости (8.19), (8.20) (8.21) дают удобную структурную форму для обобщения статистических данных по моментам инерции ТРД и ТРДД. Поясним их физический смысл.

В ТРД, как было показано, удельный момент инерции является функцией $\mu_{\text{тк}}$, $L_{\text{к}}$ или $\pi_{\text{к}}$. В двухконтурном двигателе удельный момент инерции дополнительно увеличивается по сравнению с эквивалентным ТРД, имеющим те же значения $\mu_{\text{тк}}$, $L_{\text{в}}$ или $\pi_{\text{к. в}}$. Это дополнительное увеличение, характеризуемое множителем в квадратной скобке в выражениях (8.17), (8.18), равным отношению $\bar{I}_{zI}/\bar{I}_{zI}$, связано с увеличением среднего радиуса инерции вентилятора по сравнению со средним радиусом инерции элементов внутреннего контура * (компрессора и турбин). Увеличение момента инерции ТРДД за счет этого фактора зависит от степени двухконтурности и может быть весьма значительным при больших m (рис. 8.10). Так, при $m = 4-6$ суммарный удельный момент

* Действительно, в выражении (8.19) комбинация параметров $b (m + 1) L_{\text{в}}/L_{\text{в}}$ выражает долю массы вентилятора в общей массе его ротора, а $m = G/G_I = r_{\text{и. в}}^2/r_{\text{и. к}}^2$ (см. 8.13).

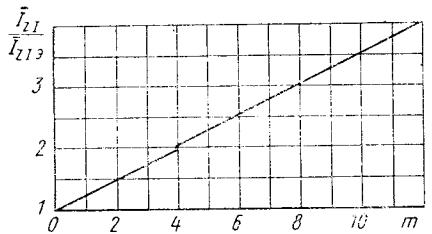


Рис. 8.10. Расчетное [по формуле (8.19)] увеличение удельного момента инерции роторов ТРДД по сравнению с удельным моментом инерции эквивалентного ТРД в зависимости от степени двухконтурности:

(ТРДД: $\pi_{k\Sigma} = 28$; $T_g^* \max = 1500$ К; $\pi_b = \pi_{b\text{опт}}$; $b \approx 0.6$; $m \leq 4$ — со смешением потоков, при $m \geq 4$ — с раздельными потоками)

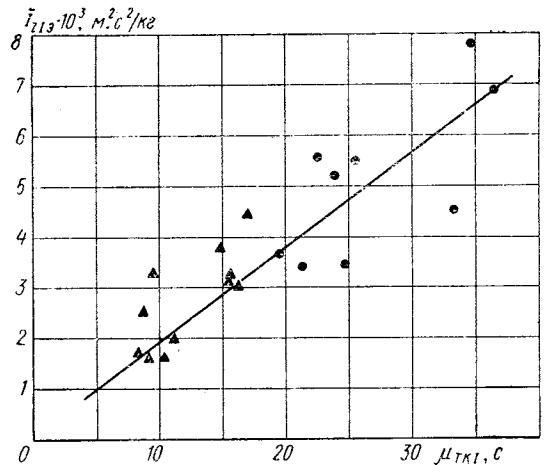


Рис. 8.11. Зависимость эквивалентного удельного момента инерции роторов ТРД и ТРДД от удельной массы конструкции (приведено к 1965 г.):
 ▲ — ТРД; ● — ТРДД ($b \approx 0.6$)

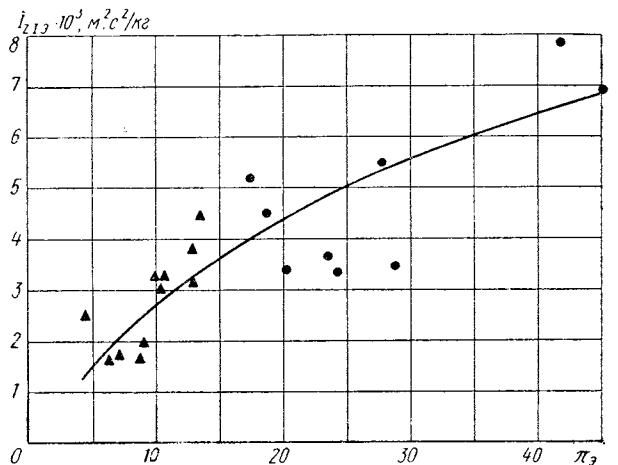


Рис. 8.12. Зависимость эквивалентного удельного момента инерции роторов ТРД и ТРДД от эквивалентной степени повышения давления во внутреннем контуре (приведено к 1965 г.):
 ▲ — ТРД; ● — ТРДД ($b \approx 0.6$)

инерции роторов ТРДД в 2—2,5 раза больше удельного момента инерции ротора эквивалентного ТРД, имеющего одинаковую удельную массу конструкции ($\mu_{tk1} = \text{idem}$ и $L_3 = \text{idem}$).

На рис. 8.11 и 8.12 показаны величины эквивалентного удельного момента инерции роторов некоторых ТРД и ТРДД в зависимости от удельной массы конструкции и эквивалентной степени повышения давления во внутреннем контуре. Величины \bar{I}_{z13} подсчитывались по (8.19) с использованием фактических удельных моментов инерции двигателей \bar{I}_{z1} . Как видно, характер изменения \bar{I}_{z13} при увеличении μ_{tk1} и π_3 оказывается одинаковым у ТРД и ТРДД, что подтверждает сделанные при выводе зависимостей (8.17) и (8.18) предположения.

Данные, приведенные на рис. 8.11 и 8.12, как и зависимость (8.19), могут быть использованы для приближенной оценки удельного суммарного момента инерции роторов ТРД и ТРДД, если известны их весовые характеристики (μ_{tk1} , b) или параметры двигателя m , $\pi_{k\Sigma}$, π_b . Приведение к определенному году постройки при этом производится по данным подразд. 8.2.2.

8.2.5. Распределение общего момента инерции между роторами вентилятора и компрессора ТРДД

Рассмотренный выше подход к анализу момента инерции может быть использован для оценки доли момента инерции ротора вентилятора в общем моменте инерции роторов ТРДД, определяемом зависимостями (8.17), (8.18) (см. рис. 8.11, 8.12). Ограничивааясь рассмотрением ТРДД без дополнительных ступеней на роторе вентилятора во внутреннем контуре, из выражений (8.14) и (8.16) получим относительную величину удельного момента инерции ротора вентилятора:

$$\bar{i}_{z,v} = \frac{\bar{I}_{z,v}}{\bar{I}_{z,1}} = \frac{(mb+1)(m+1)}{1+bm(m+1)} \frac{L_b}{L_b/L_3} \frac{L_3}{L_3}. \quad (8.22)$$

Поскольку $I_z = I_{z,v} + I_{z,k}$, из выражения (8.22) можно получить также соотношение моментов инерции роторов компрессора и вентилятора двухвального ТРДД схемы «A» (см. рис. 4.6):

$$\frac{I_{z,k}}{I_{z,v}} = \frac{1}{bm+1} \left[\frac{L_3}{(m+1)L_b} - 1 \right]. \quad (8.23)$$

Поскольку оптимальная величина степени повышения давления в вентиляторе зависит от параметров во внутреннем контуре ТРДД

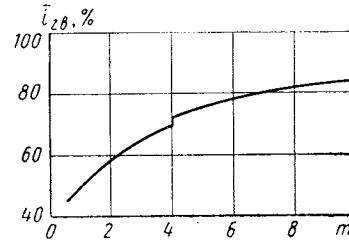


Рис. 8.13. Доля момента инерции ротора вентилятора в общем моменте инерции роторов ТРДД ($\pi_b = \pi_{b\text{опт}}$; $m \leq 4$ — со смешением потоков, при $m \geq 4$ — с раздельными потоками; $b \approx 0.6$)

и крейсерской скорости полета [11], отношение L_b/L_a является функцией четырех параметров — $\pi_{k\Sigma}$, T_g^* , m , M_n .

На рис. 8.13 в качестве примера показаны рассчитанные по выражению (8.22) относительные величины момента инерции ротора вентилятора ТРДД с параметрами при взлете $\pi_{k\Sigma} = 28$, $T_g^* = 1500\text{K}$ в зависимости от степени двухконтурности. Момент инерции ротора вентилятора при $m = 1/8$ составляет по расчету 50–80% от общего момента инерции роторов ТРДД. Величины $\bar{I}_{z,b}$, вычисленные по формуле (8.22), достаточно близки к действительным.

Пример использования предложенного в подразд. 8.2.4 и 8.2.5 способа приближенной оценки моментов инерции роторов ТРДД для анализа их динамических качеств был приведен в подразд. 4.2.1.

8.3. СНИЖЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ РОТОРОВ

Как следует из сказанного выше, суммарный момент роторов ГТД находится в прямой зависимости от массы турбокомпрессорной части двигателя. Можно предположить, что такой характер зависимости сохранится и при дальнейшем развитии авиационных двигателей. В этом случае темп снижения во времени удельного эквивалентного момента инерции роторов ТРД и ТРДД обычных схем будет в первом приближении определяться тенденцией снижения относительной массы конструкции турбокомпрессорной части μ_{tk} , показанной на рис. 8.6. Это определяется повышением компактности элементов двигателя, совершенствованием методов конструирования и технологии, применением новых материалов.

Ниже рассматриваются некоторые принципиальные возможности снижения момента инерции ротора ГТД, связанные главным образом с применением новых материалов.

При проектировании двигателя весьма важно учесть ряд принципов и положений, несоблюдение которых может привести к получению более высоких значений полярного момента инерции ротора по сравнению с теми значениями, которые могут быть достигнуты на существующем уровне конструирования, технологии, материаловедения и т. п.

Одним из принципов конструирования, установившимся в общем машиностроении, является соблюдение определенного соотношения между массами статора и ротора двигателя. В общем машиностроении считается, что статор на порядок должен быть массивнее для восприятия и гашения вибраций ротора. В авиации это соотношение изменилось вследствие применения более точной балансировки вращающихся частей и применения различных демпфирующих устройств. Однако определенное соотношение между массами статора и ротора так или иначе складывается, хотя количественно его и трудно установить в виде какой-то рекомендуемой нормы. При одинаковой степени конструктивного совершенства двигателей можно считать, что при большей жесткости корпусов

можно в принципе получить более легкий ротор, так как наличие жесткого статора снижает вероятность ухудшения вибропрочности вращающихся частей из-за возможного появления дополнительных вибраций, связанных с деформацией статора.

В двигателях, близких по размерам, могут применяться рабочие и направляющие лопатки компрессора с различными величинами хорды и удлинения. Применение узких рабочих лопаток позволяет выполнить ротор компрессора более компактным и легким.

Однако такой путь не всегда может быть использован, так как он сопряжен с трудностями получения необходимого запаса устойчивой работы, напорности и прочности лопаток компрессора.

Наконец, наиболее сильным фактором снижения полярного

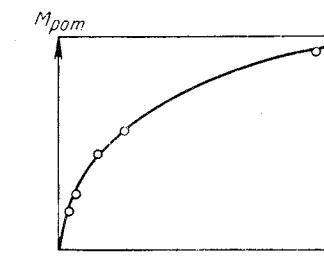


Рис. 8.14. Зависимость между массой ротора и его полярным моментом инерции для ряда ТРД

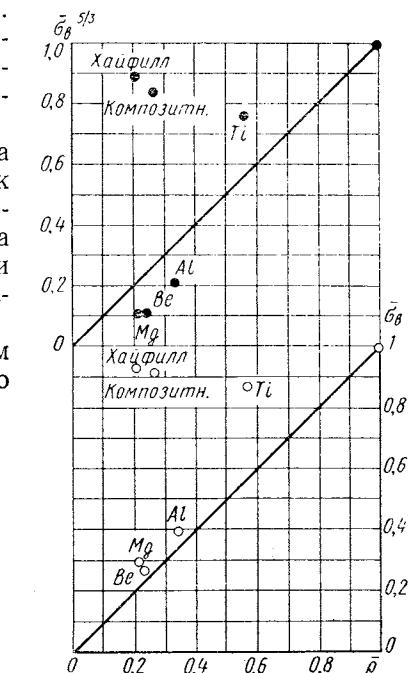


Рис. 8.15. Зависимость между относительным времененным сопротивлением и относительной плотностью ряда материалов

момента инерции является применение прочных и в то же время легких материалов. Рассмотрим возможности использования различных материалов на примере простого плоского диска без отверстия в центре. Для такого диска полярный момент инерции и масса диска выражаются следующими формулами:

$$I_z = \rho \frac{\pi h}{2} r^4 = \rho \frac{\pi}{2} r^5 k,$$

где $k = \frac{h}{r}$ — коэффициент геометрического подобия дисков;

$$M = \rho \pi h r^2 = \rho \pi k r^3.$$

Отсюда можно получить простую связь $I_z = \text{const} \cdot \frac{M^{5/3}}{\rho^{2/3}}$ между

моментом инерции и массой, которая хорошо обобщается для различных двигателей.

На рис. 8.14 показана зависимость между моментом инерции I_z и массой M ротора для ГТД. Форма этой зависимости хорошо согласуется с полученной ранее прямой связью $\frac{I_z}{G_{\max}^2} \sim \frac{M_{\text{тк}}}{G_{\max}}$ у ТРД (см. рис. 8.7).

В свою очередь, так как ширина диска $h \sim 1/\sigma_b$, из условия постоянства ω и r следует, что

$$M_{\text{рот}} \sim \frac{\rho}{\sigma_b} \text{ и } I_z \sim \frac{\rho}{\sigma_b^{5/3}}.$$

На рис. 8.15 показаны величины относительной прочности и плотности различных материалов, взятые по отношению к стали ($\bar{\sigma}_b$, $\bar{\sigma}_b^{5/3}$ и $\bar{\rho}$) и позволяющие судить о возможном выигрыше в массе и моменте инерции ротора при переходе к другому материалу. Рассматриваются легкие металлы (титан, алюминий, магний, берилий) и композитные материалы (в частности, хайфилл).

Как видно из рис. 8.15, переход к более легким материалам по сравнению со сталью позволяет (при прочих равных условиях) снизить массу только в той степени, в какой уменьшение плотности превалирует над снижением предела прочности ($\bar{\sigma}_b > \bar{\rho}$).

Все из представленных на рис. 8.15 легких металлов (особенно титан) позволяют в известных пределах снизить массу компрессора по сравнению с массой компрессора из стали. При этом предполагается, что переход от одного к другому материалу не вносит каких-либо особенностей, связанных с технологией производства и обработки материала, и позволяет свести все отличие дисков к размеру по ширине.

Изменение момента инерции при переходе на более легкий материал в большей степени, чем масса, связан с изменением предела прочности. Поэтому снижение момента инерции и массы неадекватно. Количество материалов и сплавов, позволяющих снизить как массу, так и момент инерции, существенно меньше тех, которые приводят только к облегчению конструкции. Так, на нижней половине рис. 8.15 видно, что все из рассмотренных легких материалов располагаются выше биссектрисы, т. е. их применение (при низких температурах) позволяет облегчить массу ротора, тогда как уменьшить момент инерции возможно только при использовании титана и композитных материалов. Однако практическое использование композитных материалов в настоящее время ограничивается их неудовлетворительными прочностными свойствами при ударном нагружении и конструктивно-технологическими трудностями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алабин М. А., Кац Б. М., Литвинов Ю. А. Запуск авиационных газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1968, 228 с.
2. Биргер И. А. Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. М., «Машиностроение», 1966, 616 с.
3. Гайгеров В. И. Отвлеченные характеристики газотурбинных двигателей. — «Труды научно-исследовательской лаборатории двигателей». 1957 № 3, с. 30—48.
4. Демидович Б. П., Марон И. А. Основы вычислительной математики. М. «Наука», 1970, 664 ч.
5. Демидович Б. П., Марон И. А., Шувалова Э. З. Численные методы анализа. М., «Наука», 1967, 368 с.
6. Любомудров Ю. В. Применение теории подобия при проектировании систем управления газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1971, 200 с.
7. Масленников М. М., Бехли Ю. Г., Шальман Ю. И. Газотурбинные двигатели для вертолетов. М., «Машиностроение», 1969, 380 с.
8. Переходные процессы в газотурбинных установках. Под ред. проф. Котляра И. В. М., «Машиностроение», 1973, 256 с.
9. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М., «Наука», 1972, 440 с.
10. Станюкович К. П. Неустановившееся движение сплошной среды. М., «Наука», 1971, 854 с.
11. Теория авиационных воздушно-реактивных двигателей. Под ред. С. М. Шляхтенко М., «Машиностроение», 1974.
12. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины. Под ред. акад. Б. С. Стекчина, М., Оборонгиз, 1956, 548 с.
13. Теория реактивных двигателей. Рабочий процесс и характеристики. Под ред. акад. Б. С. Стекчина, М., Оборонгиз, 1958, 534 с.
14. Холщевников К. В. Согласование параметров компрессора и турбины в авиационных газотурбинных двигателях. М., «Машиностроение», 1965, 200 с.
15. Черкасов Б. А. Автоматика и регулирование воздушно-реактивных двигателей. М., «Машиностроение», 1965, 402 с.
16. Черкес А. Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. М., «Машиностроение», 1965, 354 с.
17. Честнов А. В. Летная эксплуатация самолета. М., «Воениздат», 1962, 248 с.
18. Шевяков А. А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. М., «Машиностроение», 1970, 660 с.
19. Реактивные двигатели. Под ред. О. Е. Ланкастера (пер. с англ.) М., Воениздат, 1962, 668 с.
20. Bauerfeind K. Die Berechnung des Übertragungsverhaltens von Turbo-Strahltriebwerken unter Berücksichtigung des instationären Verhaltens der Komponenten. — «Luftfahrttechnik — Raumfahrttechnik», 1968, № 5, S. 117—124; № 6, S. 143—151.
21. British Civil Airworthiness Requirements. Section C. Engines and Propellers. Published by the Air Registration Board, Brabazon House, Redhill, Surrey. Issue 7, 1971, 207 pp.

22. Cryogenic Jet Engine Starting System.— «Interavia Air Letter», 1971, No 7192, p. 5—6.
23. Gerend R. P., Roundill J. P. Correlation of Gas Turbine Weights and Dimensions.— AIAA Paper, 1970, No 669, 12 pp.
24. Engine control by digital computer.— Tech. Air., 1969, vol. 25, No 12, p. 9—12.
25. Kist R. Big Engines or Small.— «Aeroplane», 1956, No 2345, p. 189—191.
26. Lawson K. S. The Influence of the Engine on Aircraft Design.— «Aircraft Engineering», 1969, vol. 41, No 8, p. 12—16.
27. Lenox T. G. Propulsion Control Considerations for V/STOL Aircraft.— «Pap. ASME», 1972, NGT—79, 8 pp.
28. Moehring J. T. Maintaining the GE-4 Engine Control and Accessory Systems.— SAE Prepr., 1968, No 680350.
29. Panavia 200 Becoming Reality.— «Interavia», 1972, vol. XXXVII, No 4, p. 342—343.

О Г Л А В Л Е Н И Е

	<i>Стр.</i>
Предисловие	3
Основные условные обозначения	5
Введение	7
<i>Глава I. Математическая модель газотурбинного двигателя на установившихся и переходных режимах</i>	13
1.1. Задачи и принципы расчета ГТД на переходных режимах	13
1.2. Подобие установившихся и неустановившихся режимов ГТД	15
1.3. Общий метод расчета характеристик ГТД на переходных режимах	32
<i>Глава II. Эксплуатационные режимы работы самолетных ГТД</i>	43
2.1. Рабочие режимы	43
2.2. Режимы авторотации	44
2.3. Режим малого газа	53
2.4. Область установившихся режимов работы авиационных двигателей	60
<i>Глава III. Разгон и сброс оборотов одновального турбореактивного двигателя</i>	67
3.1. Упрощенные методы расчета процессов разгона и сброса оборотов ТРД	67
3.2. Приближенные критерии оценки динамических свойств двигателя	84
3.3. Влияние атмосферных условий, высоты и скорости полета на приемистость ТРД	89
3.4. Пути улучшения приемистости ТРД	95
<i>Глава IV. Особенности переходных режимов двухвальных, двухконтурных ТРД и турбовинтовых двигателей</i>	103
4.1. Двухвальный одноконтурный ТРД	103
4.2. Особенности переходных режимов двухконтурных турбореактивных двигателей	112
4.3. Приемистость турбовинтовых и турбовентиляторных двигателей	127
<i>Глава V. Особенности работы авиационных газотурбинных двигателей при запуске</i>	131
5.1. Запуск в стартовых условиях	132
5.2. Запуск в полете	145
<i>Глава VI. Регулирование турбореактивных двигателей на переходных режимах</i>	154
6.1. Программы подачи топлива по давлению воздуха за компрессором	155
6.2. Временные программы подачи топлива	158
	215

	Стр.
6.3. Программы подачи топлива по параметрам подобия	162
6.4. Регулирование двигателя на переходных режимах с помощью ЭЦВМ	168
Глава VII. Отличия стационарных и нестационарных характеристик двигателя и его элементов	171
7.1. Газодинамическая нестационарность	172
7.2. Экспериментальные характеристики компрессоров на неустановившихся режимах	183
7.3. Тепловая нестационарность	188
Глава VIII. Момент инерции роторов турбореактивных двигателей	192
8.1. Весовые характеристики авиационных турбореактивных двигателей	193
8.2. Момент инерции роторов и масса ТРД и ТРДД	201
8.3. Снижение моментов инерции роторов	210
Список литературы	213

Владимир Аристархович Сосунов, Юрий Алексеевич Литвинов

НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ РАБОТЫ
АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ