

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

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

*А. Г. Гумадиев, Е. В. Шахматов,
В. П. Шорин*

**С И С Т Е М Ы
АВТОМАТИЧЕСКОГО
РЕГУЛИРОВАНИЯ
АВИАЦИОННЫХ ГТД**

Учебное пособие

УДК 629.7.036:621.454.001.1 (075.8)

Системы автоматического регулирования авиационных ГТД: Учеб. пособие/А. Г. Гимадиев, Е. В. Шахматов, В. П. Шорин, Куйбыш. авиац. ин-т. Куйбышев, 1990. 122 с.

Изложены вопросы реализации программ регулирования ГТД. Рассмотрены системы автоматического регулирования (САР) частоты вращения двигателя, температуры газа, параметров форсажного контура ТРДФ, параметров двигателя во время приемистости. Приведены схемы САР и описание принципов их работы.

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 1302 и групп ЦИПС, изучающих курс «Автоматика, агрегаты и системы двигателей», а также для слушателей ФПК ИТР, специализирующихся по гидропневмоавтоматике.

Табл. 2. Ил. 122. Библиогр.: 14 назв.

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

Рецензенты: В. М. Квасов, С. М. Игначков

О Г Л А В Л Е Н И Е

Основные условные обозначения	5
Введение	8
1. Общие сведения о системах автоматического управления авиационных ГТД	9
1.1. Назначение САУ двигателя и требования, предъявляемые к ней	9
1.2. Регулируемые параметры и регулирующие факторы	11
1.3. Программы регулирования турбореактивных двигателей	13
1.3.1. Программы регулирования ТРД с перерегулируемым соплом	13
1.3.2. Программы регулирования одновального ТРДФ с регулируемым соплом	17
1.3.3. Программы регулирования двухвального ТРД с перерегулируемым соплом	20
1.3.4. Особенности программ регулирования ТРДД и ТРДФ	22
1.3.5. Особенности программ регулирования ТВД	23
2. Турбореактивный двигатель как объект регулирования	26
2.1. Одновальный ТРД как объект регулирования по частоте вращения	26
2.2. Влияние режима работы двигателя и внешних условий на T_d и $K_{\text{лг}}$	30
2.3. Методы определения постоянной времени T_d и коэффициента усиления $K_{\text{лг}}$ двигателя	32
2.4. Уравнение динамики ТРД при действии внешних возмущений	35
2.5. Динамические свойства ТРД как объекта регулирования по температуре $T_{\text{г}}^*$	37
2.6. Динамические свойства ТРД как объекта регулирования по тяге	39
2.7. Вывод уравнения ТРД как объекта регулирования на основе уравнений термогазодинамического расчета и проектных характеристик узлов	41
2.8. Динамические свойства ТРД с регулируемым соплом	44
2.9. Особенности динамики двухвального ТРД как объекта регулирования	46
2.10. ТВД как объект регулирования	47
2.11. Статическая характеристика системы топливопитания ТРД	50
2.12. Особенности динамики ТРД с приводным топливным насосом	54
3. Системы регулирования частоты вращения двигателей	56
3.1. Системы ручного управления частотой вращения ротора двигателя	56

3.2. Регуляторы расхода топлива, построенные на принципе поддержания постоянного перепада давления	60
3.3. Системы автоматического регулирования частоты вращения двигателя	65
3.3.1. САР частоты вращения с изодромным регулятором	65
3.3.2. САР частоты вращения с регулятором, имеющим прямую скоростную связь	71
4. Системы автоматического регулирования температуры газа на входе в турбину	72
4.1. Особенности систем регулирования $T_{г*}$	72
4.2. Замкнутые системы автоматического регулирования $T_{г*}$	74
4.3. Разомкнутые системы автоматического регулирования $T_{г*}$	77
5. Системы автоматического регулирования форсажного контура ТРДФ	78
5.1. Разомкнутые системы регулирования ТРДФ с двухпозиционным соплом	78
5.2. Замкнутая САР форсажного контура ТРДФ с двухпозиционным соплом	82
5.3. САР форсажного контура ТРДФ со всережимным соплом	85
5.4. Особенности регулирования ТРДД и ТРДДФ	86
6. Автоматизация приемистости ГТД	89
6.1. Характеристика разгона двигателя на приемистости	89
6.2. Гидрозамедлитель как автомат приемистости двигателя	91
6.3. Ограничитель нарастания давления топлива	94
6.4. Автомат приемистости по внутриводвигательным параметрам	95
6.5. Автоматика перепуска воздуха в компрессоре двигателя	99
6.6. Автоматика поворотных лопаток направляющих аппаратов компрессора	101
7. Системы автоматического управления ТВД	103
7.1. Функциональные схемы систем регулирования ТВД	103
7.2. Система регулирования частоты вращения ТВД	104
7.3. САР температуры $T_{г*}$ одновального ТВД	107
7.4. Особенности работы САУ ТВД на режиме приемистости	110
8. Электронные системы управления авиационных ГТД	111
8.1. Общая характеристика электронных САУ двигателей	111
8.2. Аналоговые ЭСУ двигателей	115
8.3. Цифровые ЭСУ двигателей	118
Библиографический список	120

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $C_{уд}$ — удельный расход топлива, кг/Н·с;
 C_e — удельный расход топлива ТВД, кг/ВТ·с;
 $C_p, C_{pг}$ — удельная теплоемкость для воздуха, газа, Дж/кг·К;
 F — площадь проходного сечения, площадь поверхности, м²;
 G — массовый расход, кг/с;
 H — высота полета, м;
 H_u — низшая теплотворность топлива, Дж/кг;
 $k, k_{г}$ — показатель изоэнтропы для воздуха, газа;
 L — удельная работа, Дж/кг;
 M — крутящий момент, Н·м;
 M_n — число Маха (отношение скорости потока к критической скорости звука);
 m — степень двухконтурности ГТД;
 $m_{кр}$ — численный коэффициент в уравнении расхода (кг × К / Дж)^{0,5}, $m_{кр} = 0,0405$ (для воздуха), $m_{кр} = 0,0397$ (для газа);
 N — мощность, Вт;
 n — частота вращения, 1/с;
 P — тяга, Н;
 p — давление, Па;
 R — универсальная газовая постоянная, Дж/кг·К;
- $R_{др}$ — гидравлическое сопротивление дросселя, Па·с/кг;
 s — оператор Лапласа, с⁻¹;
 T — температура, К; постоянная времени, с;
 t — время, с;
 V_n — скорость полета, м/с;
 α — коэффициент избытка воздуха;
 $\alpha_{г}$ — коэффициент избытка воздуха в форсажной камере;
 $\gamma_{пр}$ — жесткость пружины, Н/м;
 ΔK_y — запас устойчивости работы компрессора;
 η — коэффициент полезного действия;
 λ — приведенная скорость (отношение скорости потока к критической скорости звука);
 μ — коэффициент расхода;
 π_k^* — степень повышения давления в компрессоре;
 $\pi_{г}$ — суммарная степень повышения давления;
 $\pi_{г}^*$ — степень понижения давления в турбине;
 π_c — располагаемая степень расширения газа в сопле;
 ρ — плотность, кг/м³;
 σ — коэффициент восстановления полного давления;
 $\tau_{пр}$ — время приемистости, с;

φ_T — угол установки лопаток турбины, град.;

φ_B — угол установки лопасти

винта изменяемого шага, град.;

ω — круговая частота колебаний, 1/с.

И Н Д Е К С Ы

В — каскад высокого давления;

в — вит, воздух;

ви — вентилятор;

д.к — дроссельный кран;

г — газ;

з — золотник;

кпв — клапан перепуска воздуха;

кпд — клапан постоянного давления;

кр — критический;

к.с. — камера сгорания;

мг — малый газ;

Н — каскад низкого давления;

н — насос;

огр — ограничение;

пр — приведенный, приемистость;

РНА — регулируемый направляющий аппарат;

РУД — рычаг управления двигателя;

ст — статический;

сл — слив;

с.а — сопловой аппарат;

тк — турбокомпрессор;

т — топливо;

т.ф. — топливная форсунка;

ф — форсажная камера;

* — параметры заторможенного потока.

ОСНОВНЫЕ СЕЧЕНИЯ ПОТОКА

в — сечение на входе в компрессор;

к — сечение за компрессором;

г — сечение перед турбиной;

т — сечение на выходе из турбины;

ф — выход из форсажной камеры;

с — выходное сечение реактивного сопла;

с.кр — критическое сечение сопла.

СОКРАЩЕНИЯ

АДГ — агрегат дозирования топлива;

ВВ — внешнее возмущение;

ГТД — газотурбинный двигатель;

ДК — дроссельный кран;

ДПЧВ — датчик приведенной частоты вращения;

ИМ — исполнительный механизм;

КА — командный агрегат;

МН — механизм настройки;

НД — насос-датчик;

О — объект регулирования;

ПЗУ — программно-задающее устройство;

Р — регулятор;

РП — регулируемый параметр;

РФ — регулирующий фактор;

РУД — рычаг управления двигателем;

РТА — регулятор температуры;

РНА — регулируемый направляющий аппарат;

РСК — регулятор сопла и компрессора;

РТК — регулятор турбокомпрессора;
РТ — распределитель топлива;
САР — система автоматического регулирования;
САУ — система автоматического управления;
СМ — сервомотор;
ТК — турбокомпрессор;
ТН — топливный насос;
ТФ — топливная форсунка;
ТП — термопара;
ТНФ — топливный насос форсажный;

ТВД — турбовинтовой двигатель;
ТРД — турбореактивный двигатель;
ТРДД — турбореактивный двигатель двухконтурный;
ТРДФ — турбореактивный двигатель форсажный;
ТРДДФ — двухконтурный турбореактивный двигатель форсажный;
УП — усилитель-преобразователь;
ФК — форсажный контур, форсажная камера;
ФР — форсажный регулятор;
ЧЭ — чувствительный элемент.

ВВЕДЕНИЕ

Современный авиационный двигатель представляет собой сложную энергетическую установку, к которой предъявляются высокие требования по надежности, экономичности, максимальной удельной тяге и минимальной удельной массе [1, 2]. Удовлетворить эти требования только за счет совершенствования узлов двигателя становится все труднее. Это связано с тем, что для дальнейшего существенного увеличения КПД узлов двигателя необходимы значительные материальные затраты и время. Установлено, что имеется определенный резерв в совершенствовании двигателя путем более точного поддержания его параметров, использования дополнительных регулируемых параметров (РП) и регулирующих факторов (РФ), позволяющих реализовать наиболее выгодные режимы работы двигателя. В настоящее время отрабатываются двигатели, управление которыми производится более чем по 10 параметрам. Управлять процессами в двигателе по многим параметрам с использованием традиционных гидромеханических систем становится невозможным. Разрабатываются более совершенные электронные системы управления (ЭСУ) двигателем, с помощью которых можно реализовать сложные (оптимальные) программы регулирования [2, 3, 4].

Целью настоящего учебного пособия является изучение систем автоматического регулирования авиационных газотурбинных двигателей различных схем. В пособии изложены вопросы выбора РП и РФ, программ регулирования, рассмотрены свойства двигателя как объектов регулирования. Дан анализ САР частоты вращения, температуры газа на входе в турбину, системы регулирования сопла и компрессора двигателя. Изложены особенности неустановившихся режимов работы двигателей, вопросы моделирования процессов в системах управления. Дан анализ особенностей аналоговых и цифровых ЭСУ двигателей, перспектив развития систем управления авиационных двигателей.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД

1.1. НАЗНАЧЕНИЕ САУ ДВИГАТЕЛЯ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НЕЙ

Система автоматического управления (САУ) авиационного ГТД представляет собой комплекс взаимосвязанных САР, каждая из которых может быть построена на принципе компенсации отклонения РП или на принципе компенсации действия внешних возмущений (ВВ) (рис. 1.1, а, б). САУ двигателя с од-

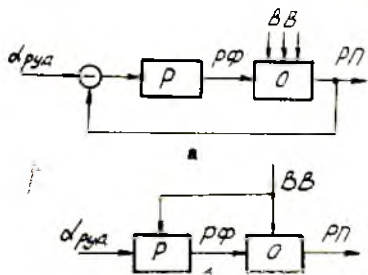


Рис. 1.1. Укрупненные функциональные схемы САР, построенные на принципах: а — компенсации отклонения регулируемого параметра (замкнутая САР); б — компенсации действия внешних возмущений (разомкнутая САР)

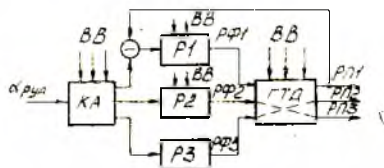


Рис. 1.2. Укрупненная функциональная схема трехмерной САУ двигателя

ним РП называют одномерной, а с несколькими РП — многомерной. В многомерных САУ (рис. 1.2) применение нескольких замкнутых САР может привести к раскачке системы, поэтому обычно основную САР выполняют по замкнутой схеме, а остальные — по разомкнутой.

САУ авиационного двигателя должна обеспечивать:

надежный запуск и выход на режим малого газа (МГ) при любых эксплуатационных условиях;

хорошую приемистость и качество переходного процесса при любых внешних условиях;

работу двигателя на заданном наиболее выгодном режиме, например, на взлете — на режиме максимальной тяги, на крейсерском режиме — с минимальным удельным расходом топлива; надежную работу двигателя с точки зрения его защиты от тепловых, динамических перегрузок и газодинамической неустойчивости.

В зависимости от назначения самолета, на который будет устанавливаться двигатель, к САУ могут предъявляться особые требования. Однако можно выделить некоторые общие требования, которым должны удовлетворять САУ большинства авиационных ГТД [2].

1. Время запуска и выхода на режим малого газа должно быть не выше заданной величины. В зависимости от типа двигателя и условий запуска это время находится в пределах (20...80) с.

2. Время приемистости двигателя ($\tau_{пр}$) должно быть минимальным. Чем меньше момент инерции турбокомпрессора и больше избыточный момент на турбине, тем меньше время приемистости. Для ГТД избыточная мощность на турбине ограничивается потерей газодинамической устойчивости компрессора, поэтому $\tau_{пр}$ ГТД значительно больше $\tau_{пр}$ поршневых двигателей и составляет (5...15) с.

3. Заданный режим работы двигателя должен поддерживаться с высокой точностью. Режим работы двигателя задается по основным параметрам рабочего процесса. Например, частота вращения ротора двигателя должна поддерживаться с погрешностью не более (0,2...0,5)%, T_r^* — не более 0,5%.

4. Время переходного процесса в системе управления должно быть минимальным, а превышение РП над новым установившимся значением не должно быть выше заданной величины. Например, превышение частоты вращения — не более (2...3) %

от n_{max} , а время переходного процесса — не более (2...3) с. Перерегулирование по T_r^* обычно не допускается (рис. 1.3), а если допускается, то оговаривается его величина и время, в течение которого T_r^* превышает новое установившееся значение. При превышении T_r^* предельно допустимой ее величины происходит значительное снижение надежности и ресурса двигателя.

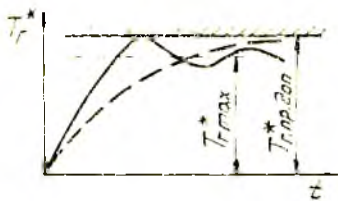


Рис. 1.3. График переходного процесса по температуре газа перед турбиной

5. Основные параметры двигателя должны удерживаться внутри области безопасной работы (рис. 1.4). По сплошной линии $a-b$ двигатель выходит на режим максимальной тяги только при медленном перемещении рычага управления двига-

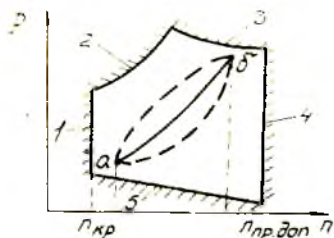


Рис. 1.4. Область безопасной работы двигателя в плоскости тяга P — частота вращения n с ограничениями: 1 — по критической частоте вращения ротора турбокомпрессора; 2 — по устойчивости компрессора; 3 — по предельной допустимой температуре $T^*_{гирдов}$; 4 — по предельной допустимой частоте вращения; 5 — по устойчивости горения в камере сгорания

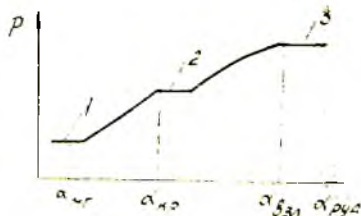


Рис. 1.5. Зависимость тяги двигателя от угла поворота $\alpha_{руд}$ с площадками: 1 — малого газа; 2 — крейсерского режима; 3 — взлетного режима

телем (РУД). На переходных режимах этот переход осуществляется по другим (пунктирным) кривым.

6. Зависимость тяги двигателя от угла поворота $\alpha_{руд}$ должна быть близкой к линейной (рис. 1.5). На этой зависимости имеются площадки, обеспечивающие гарантированную работу двигателя на заданных режимах при возможных ошибках регулирования.

7. САУ двигателя должна удовлетворять и общетехническим требованиям: малой стоимости; высокой надежности; большому ресурсу; минимальной массе; малому числу подвижных элементов; работоспособности в условиях высоких и низких температур рабочей среды; малой чувствительности к ударным и вибрационным нагрузкам; технологичности; минимальным затратам на эксплуатацию и др.

1.2. РЕГУЛИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РЕГУЛИРУЮЩИЕ ФАКТОРЫ

Самыми важными параметрами, определяющими эффективность работы двигателя, являются тяга P и удельный расход

топлива $C_{уд}$. Естественно, P и $C_{уд}$ являются основными РП, но ввиду трудности точного их измерения в качестве РП используют параметры рабочего процесса в двигателе, косвенно характеризующие P и $C_{уд}$. К таким параметрам относятся: n ; $k_{пр}$; $T_{г}^*$; $T_{ф}^*$; π_k^* ; π_T^* ; p_k^* . Выбор РП — ответственная задача. Необходимо, чтобы РП удовлетворял ряду требований: непосредственно и достаточно точно измерялся; непрерывно и монотонно изменялся при изменении режима работы двигателя и внешних условий (p_H ; p_v^* , T_v^*); характеризовал прочностную и температурную напряженность узлов двигателя.

Параметры p_k^* , π_k^* , π_T^* изменяются монотонно с изменением режима работы двигателя, достаточно точно могут быть измерены, но не характеризуют тепловую и динамическую напряженность узлов двигателя. Поэтому они используются в качестве дополнительных РП. Температура $T_{г}^*$ наиболее полно и непосредственно характеризует тепловую напряженность узлов двигателя. Однако $T_{г}^*$ не может быть принята за основной РП во всережимных САР, так как двум различным режимам работы двигателя может соответствовать одна и та же температура (рис. 1.6). Кроме того, точность измерения высоких $T_{г}^*$ мала,



Рис. 1.6. График изменения относительных параметров при дроселировании двигателя

что связано с существенной динамической погрешностью термпар, большой неоднородностью температурного поля на входе в турбину. Поэтому $T_{г}^*$ используют часто в качестве дополнительного РП и иногда в качестве основного РП на отдельных режимах, например, на взлетном режиме. Вместо $T_{г}^*$, имеющей большую величину, часто используют температуру T_T^* , которая существенно меньше по величине.

Частота вращения ротора двигателя может быть достаточно легко измерена с минимальной статической и динамической погрешностью. Связь между n и P однозначная, монотонная:

$$P = C \cdot n^{3,5 \dots 5}, \quad (1.1)$$

где C — постоянная для данного двигателя. Из равенства (1.1) следует, что для поддержания тяги с погрешностью не более $\pm 1\%$ необходимо обеспечить измерение n с погрешностью не более $\pm (0,2 \dots 0,3)\%$. Частота вращения n характеризует (косвенно) динамическую и тепловую напряженность узлов двигателя, поэтому ее выбирают в качестве основного РП.

Приведенная частота вращения $n_{пр}$, обладая теми же преимуществами, что и n , может явиться основным или дополни-

тельным РП. Однако $n_{пр}$ зависит от $T_{г}^*$ и может оказаться так, что при одном и том же значении $n_{пр}$ физическая частота вращения n превысит допустимую величину.

Температура $T_{ф}^*$ определяет эффективность работы двигателя с форсированием тяги, монотонно изменяется при изменении режима работы и внешних условий и может быть использована в качестве основного и дополнительного РП. Ввиду трудности непосредственного измерения $T_{ф}^*$ систему регулирования форсажного контура двигателя обычно строят по разомкнутой схеме.

Поддерживая РП постоянными или изменяя их по определенному закону, регулируют в конечном счете P и $C_{уд}$. Изменение РП двигателя осуществляется за счет регулирующих факторов: G_T , $G_{T,ф}$, F_c , m , φ_T , $F_{с-ал}$, $F_{кплв}$, $\varphi_{РНА}$, $\varphi_{в}$. Основными регулирующими факторами авиационных двигателей являются: G_T , $G_{T,ф}$, F_c , $\varphi_{в}$. Регулирующие факторы $\varphi_{РНА}$ и $F_{кплв}$ используются для увеличения запаса газодинамической устойчивости компрессора, а φ_T ввиду сложности создания высокотемпературных поворотных лопаток турбины пока не нашел применения. Степень двухконтурности m как РФ начала использоваться только в последние годы в двигателях пятого поколения.

В любой САУ двигателя число РП должно соответствовать числу РФ. Если РФ меньше чем РП, то не все параметры рабочего процесса могут быть приняты за РП. Например, для ТРД с изменяемой площадью выходного сопла РП являются n и $T_{г}^*$, а РФ — G_T и F_c . Для ТРДФ с двухпозиционным выходным соплом на три основных параметра рабочего процесса n , $T_{г}^*$, $T_{ф}^*$ приходится два РФ — G_T и $G_{T,ф}$. Поэтому один из параметров рабочего процесса, например $T_{г}^*$, не регулируется, а вводится ограничение по $T_{г}^*_{max}$.

1.3. ПРОГРАММЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.3.1. Программы регулирования ТРД с нерегулируемым соплом

Автоматическое поддержание эксплуатационного режима при изменении внешних условий производится по определенной программе. Эта программа выбирается исходя из обеспечения наиболее выгодного рабочего процесса в двигателе. Например, для взлетного режима она выбирается так, чтобы получить максимальную тягу без превышения допустимых динамических, тепловых и других нагрузок на узлы двигателя. При этом величина $C_{уд}$ имеет второстепенное значение, так как работа дви-

дателя на взлетном режиме непродолжительна. Таким образом, зависимость РП от ВВ, выбранную из условия обеспечения наиболее выгодных характеристик на данном режиме, называют программой регулирования двигателя по внешним возмущениям:

$$РП = f(p_n, p_v^*, T_v^*).$$

Зависимость РП от угла установки РУД, описывающую переход с режима на режим, называют программой регулирования двигателя по управляющему воздействию: $РП = \varphi(\alpha_{руд})$.

Для ТРД с нерегулируемым соплом за РП выбирают n , а за РФ — G_T . Для каждого из режимов выбирают свою программу регулирования. Наиболее простой и часто реализуемой в практике программой регулирования по возмущающим воздействиям является поддержание $РП = const$ независимо от ВВ. Для режима максимальной тяги $n_{max} = const$ в широком диапазоне ВВ другие параметры рабочего процесса в двигателе могут достигать недопустимых значений. Возникает необходимость в ограничении наиболее важных параметров рабочего процесса (T_r^* , p_k^*).

При полетах на больших высотах уменьшается p_n , p_v^* , что приводит к снижению чисел Рейнольдса в проточном тракте двигателя, увеличению относительных гидравлических потерь и, тем самым, к снижению КПД компрессора и турбины. В этих условиях для сохранения $n = const$ необходимо увеличивать G_T , что приводит к росту T_r^* . Увеличение T_r^* выше допустимого уровня ограничивается снижением G_T . При этом n уменьшается, становясь некоторой функцией p_v^* (рис. 1.7).

При полетах с большой скоростью на малой высоте полета давление p_k^* может принять недопустимое значение как по

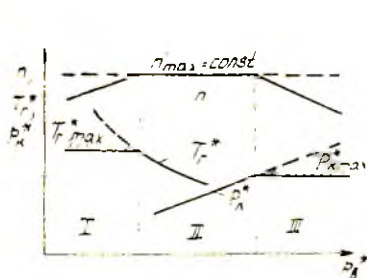


Рис. 1.7. Программа регулирования ТРД на режиме максимальной тяги при изменении p_v^* с зонами: I — ограничения T_r^* ; II — регулирования $n_{max} = const$; III — ограничения p_k^*

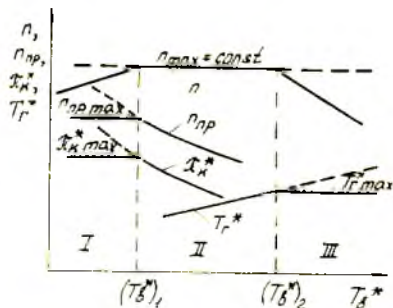


Рис. 1.8. Программа регулирования ТРД на режиме максимальной тяги при изменении T_v^* с зонами: I — ограничения $n_{пр}$, p_k^* ; II — регулирования $n_{max} = const$; III — ограничения T_r^*

прочности корпуса двигателя, так и по передаче повышенного крутящего момента от турбины к компрессору. Ограничение $n_{\text{к}}$ осуществляется также снижением G_{T} , что сопровождается уменьшением n (рис. 1.7).

При уменьшении $T_{\text{в}}^*$ увеличивается $n_{\text{пр}}$ и рабочая точка на линии совместной работы компрессора и турбины перемещается вверх к границе газодинамической устойчивости. Это характерно для двигателей с низконапорными компрессорами. Возникает необходимость в ограничении $n_{\text{пр}} \leq n_{\text{пр max}}$ (рис. 1.8). Из выражения $n_{\text{пр}} = n \sqrt{288/T_{\text{в}}^*}$ следует, что для ограничения $n_{\text{пр}}$ необходимо уменьшать n пропорционально $\sqrt{T_{\text{в}}^*}$. Снижение n осуществляется уменьшением G_{T} . Таким образом, при $T_{\text{в}}^* \leq (T_{\text{в}}^*)_1$ происходит ограничение $n_{\text{пр}} \leq (n_{\text{пр}})_{\text{max}}$, а при $T_{\text{в}}^* > (T_{\text{в}}^*)_1$ поддерживается $n_{\text{max}} = \text{const}$. При ограничении $n_{\text{пр}}$ ограничивается и $\pi_{\text{к}}^*$, поэтому в качестве контрольного параметра может быть принят $\pi_{\text{к}}^*$.

Для ТРД с относительно высоким расчетным значением $\pi_{\text{к}}^* > 6$ при увеличении $T_{\text{в}}^*$ происходит увеличение $T_{\text{г}}^*$. При поддержании $n_{\text{max}} = \text{const}$ и достижении $T_{\text{в}}^* = (T_{\text{в}}^*)_2$ температура $T_{\text{г}}^*$ достигает максимально допустимого значения. Ограничение $T_{\text{г}}^*$ осуществляется за счет снижения G_{T} . При этом n уменьшается (см. рис. 1.8).

Иногда применяется программа регулирования $n_{\text{пр}} = \text{const}$. При этом рабочая точка не смещается вдоль линии совместной работы компрессора и турбины и двигатель работает при повышенных КПД узлов и постоянных запасах по газодинамической устойчивости компрессора. Для выдерживания закона $n_{\text{пр}} = \text{const}$ с увеличением $T_{\text{в}}^*$ необходимо увеличивать n . Это осуществляется увеличением G_{T} . Однако при достижении $T_{\text{в}}^* = (T_{\text{в}}^*)_{\text{гр}}$ (рис. 1.9) нужно ограничивать G_{T} из-за достижения максимально допустимой по условию прочности физической частоты вра-

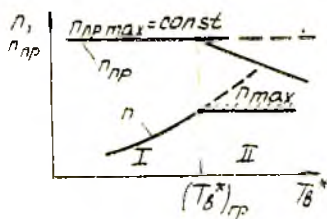


Рис. 1.9. Программа регулирования ТРД на режиме максимальной тяги при изменении $T_{\text{в}}^*$ с запасами: I — регулирования $n_{\text{пр max}} = \text{const}$; II — ограничения n

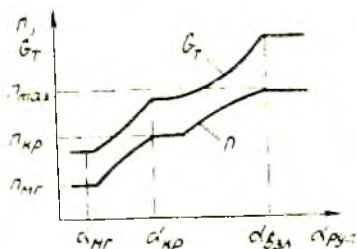


Рис. 1.10. Программа регулирования по управляющему воздействию

шения n_{\max} или температуры $T_{г* \max}$. При увеличении $T_{в*}$ и сохранении $n_{\max} = \text{const}$ происходит снижение $n_{\text{пр}}$.

Запуск двигателя и выход на режим МГ обычно осуществляется по программе $G_{т}/\rho_{к*} = \text{const}$, что приближенно соответствует постоянному значению коэффициента избытка воздуха. На режиме МГ используются простые программы регулирования: $n_{\text{МГ}} = \text{const}$; $n_{\text{МГ пр}} = \text{const}$; $n_{\text{МГ}} = f(T_{в*})$. Наиболее часто применяется программа регулирования $G_{т \text{ мин}} = \text{const}$. Минимальное значение расхода топлива ограничивается ухудшением распыла топлива вследствие снижения перепада давления на топливных форсунках при малых $G_{т}$ и возможностью срыва пламени в камере сгорания из-за обеднения смеси.

Программа регулирования двигателя на приемистости выбирается исходя из обеспечения минимального времени приемистости $t_{\text{пр мин}}$ при гарантированном запасе устойчивости компрессора $\Delta K_{у}$, ограничении $T_{г* \max}$ и обеспечении устойчивой работы камеры сгорания (исключении богатого срыва). Из условия равенства расхода воздуха через компрессор и турбину следует уравнение

$$\pi_{к*}/G_{\text{впр}} = \text{const} \sqrt{T_{г*}/T_{в*}}. \quad (1.2)$$

Из формулы (1.2) ясно, что в процессе приемистости увеличение $T_{г*}$ сопровождается ростом $\pi_{к*}/G_{\text{впр}}$, т. е. уменьшением $\Delta K_{у}$ (линия приемистости располагается выше линии установившихся режимов). Для сохранения заданного $\Delta K_{у}$ при приемистости необходимо ограничивать скорость подачи топлива. Обычно ограничение по устойчивости является определяющим в начале приемистости, а ограничение по $T_{г* \max}$ в конце, когда $n = n_{\max}$. Для реализации указанных ограничений программа регулирования при приемистости строится обычно по комплексу параметров, например,

$$G_{т}/\rho_{к*} = f(n, T_{в*}); \quad G_{т}/\rho_{к*} = f(\pi_{к*}).$$

Могут быть и другие программы регулирования, учитывающие и ускорение ротора двигателя.

При резком дросселировании снижается n и $T_{г*}$ и соответственно $\pi_{к*}/G_{\text{впр}}$. При этом линия рабочих режимов располагается ниже линии установившихся режимов, т. е. соответствует большому запасу $\Delta K_{у}$. Ограничение скорости спуска $G_{т}$ при сбросе газа определяется в основном устойчивостью работы камеры сгорания при обеднении смеси (бедный срыв). Некоторые ограничения могут быть наложены возникновением повышенных температурных напряжений в нагретых элементах двигателя, возможностью помпажа воздухозаборника. Программа сброса газа может быть построена по комплексу параметров, аналогично программе регулирования при приемистости двигателя.

Программа регулирования ТРД по управляющему воздействию выбирается исходя из пропорционального изменения тяги двигателя по $\alpha_{руд}$ (рис. 1.10).

Укрупненная функциональная схема САР частоты вращения ТРД с нерегулируемым соплом представлена на рис. 1.11.

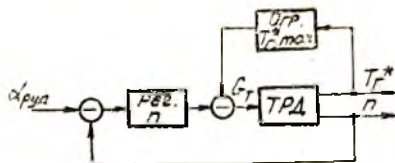


Рис. 1.11. Укрупненная функциональная схема САР ТРД с нерегулируемым соплом

1.3.2. Программы регулирования одновального ТРДФ с регулируемым соплом

В ТРДФ с регулируемым соплом в качестве регулируемых параметров могут быть n , $n_{пр}$, $T_{г*}$, $\pi_{т*}$, $T_{ф*}$, а регулирующими факторами являются $G_{т}$, $G_{ф}$, $F_{кр}$. Основной контур двигателя регулируется по одной из рассмотренных в разд. 1.3.1 программ за счет изменения подачи топлива в основную камеру сгорания $G_{т}$. При работе двигателя на максимальном форсажном режиме форсажный контур влияет на работу основного контура за счет изменения $\pi_{т*}$. Поэтому в качестве РП форсажного контура выбирают $\pi_{т*}$ и $T_{ф*}$, а РФ является $G_{ф}$ и $F_{кр}$.

Регулирование форсажного режима по программе $\pi_{т*} = \text{const}$ может быть выполнено либо по $G_{ф}$, либо по $F_{кр}$. При регулировании $\pi_{т*}$ по $G_{ф}$ задание форсажного режима осуществляется изменением $F_{кр}$ (рис. 1.12,а). Преимуществом этой программы является хорошая полнота сгорания топлива в форсажной камере, так как изменяется расход топлива $G_{ф}$ с изменением режима работы турбокомпрессора ($\pi_{т*}$). Однако при наблюдающихся в практике случаях самопроизвольного прекращения горения в форсажной камере указанная программа регулирования при увеличении $\pi_{т*}$ приводит к резкому снижению $T_{г*}$ (при $n = \text{const}$ регулятор основного контура уменьшит $G_{т}$) и как следствие — к резкому уменьшению тяги двигателя. Поэтому на практике чаще применяется программа регулирования $\pi_{т*}$ по $F_{кр}$ с заданием режима работы по $G_{ф}$ (рис. 1.12,б). В этом случае прекращение горения в форсажной камере и увеличение $\pi_{т*}$ приводит к прикрытию створок выходного сопла и режим турбокомпрессора сохранится неизменным. Однако при таком законе регулирования изменение режима работы основного контура (расхода воздуха) приводит к изменению коэффициента избытка воздуха в форсажной камере $\alpha_{л}$. Изменение $\alpha_{л}$ в широких пределах может сопровождаться явлениями богатого и бедного срыва пламени в форсажной камере (рис. 1.13). При

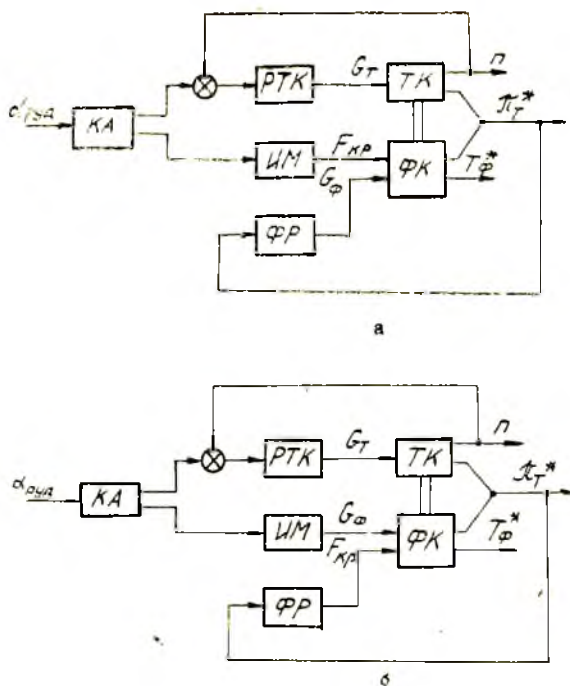


Рис. 1.12. Функциональные схемы ТРДФ с регулируемым соплом с соответствующими РФ и РП: а— $G_T \rightarrow n$; $F_{кр} \rightarrow p_T^*$; $G_\phi \rightarrow T_\phi^*$; б— $G_T \rightarrow n$; $F_{кр} \rightarrow T_\phi^*$; $G_\phi \rightarrow p_T^*$

увеличении форсирования, т. е. увеличении G_ϕ , коэффициент избытка воздуха уменьшается, давление в форсажной камере растет до определенной экстремальной величины ($\alpha_\Sigma \approx 1,1 + 1,2$),

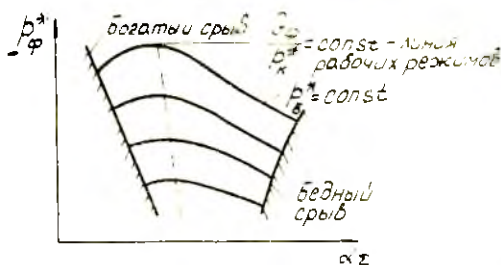


Рис. 1.13. Зависимость давления в форсажной камере p_ϕ^* от суммарного коэффициента избытка воздуха

а затем уменьшается вследствие переобогащения смеси и при дальнейшем увеличении G_{ϕ} может наступить богатый срыв пламени. Поэтому предусматривается переход при определенных значениях α_{Σ} к дозированной подаче топлива в форсажную камеру в соответствии с изменением $p_{к*}$, косвенно характеризующим расход воздуха, т. е. подача топлива производится по программе

$$G_{\phi}/p_{к*} = \text{const} \text{ или } G_{\phi}/p_{к*} = f(T_{в*}).$$

Особенность регулирования двигателя на приемистости связана в основном с согласованным изменением РФ G_{ϕ} и $F_{кр}$, при котором не происходит изменения режима работы турбокомпрессора. Согласованное изменение G_{ϕ} и $F_{кр}$ затруднено из-за малой скорости изменения $F_{кр}$. Привод створок сопла не позволяет отслеживать за быстрым изменением G_{ϕ} . Для более полного согласования G_{ϕ} и $F_{кр}$ уменьшают скорость переключения $\alpha_{руд}$ и корректируют $G_{т.ф}$ по фактической площади $F_{кр}$ или $G_{\phi}/p_{к*} = f(\alpha_{руд}, T_{в*}, F_{кр})$. При несогласованном изменении РФ может уменьшаться запас газодинамической устойчивости компрессора. Например, при опережающей подаче топлива G_{ϕ} снижается $\pi_{т*}$, что приводит к снижению частоты вращения ротора турбокомпрессора и, как следствие, увеличению $G_{т}$ и $T_{г*}$. Однако увеличение $T_{г*}$ при сниженных значениях n соответствует уменьшению запаса $\Delta K_{у}$. В этом случае, кроме того, может быть достигнута предельно допустимая температура $T_{г*}$. При опережающем увеличении $F_{кр}$ увеличивается $\pi_{т*}$, что приводит к увеличению n , снижению $G_{т}$ и $T_{г*}$ и, как следствие, к увеличению $\Delta K_{у}$. Поэтому при форсировании двигателя предусматривается некоторое опережающее увеличение $F_{кр}$ по отношению к росту G_{ϕ} , а при дросселировании наоборот.

Регулирование основных нефорсажных режимов работы двигателя осуществляется изменением $G_{т}$ и $F_{кр}$. При этом РФ могут быть n , $T_{г*}$, $\pi_{т*}$. Например, n поддерживается за счет изменения $G_{т}$, а $T_{г*}$ — за счет изменения $F_{кр}$. Одна из таких программ приведена на рис. 1.14. Если двигатель имеет компрессор с высоким расчетным значением $\pi_{кр*}$, то увеличение $T_{в*}$ приводит к росту $T_{г*}$. Для сохранения $T_{г*} = \text{const}$ регулятор $T_{г*}$ раскроет $F_{кр}$, что приведет к росту $\pi_{т*}$, увеличению

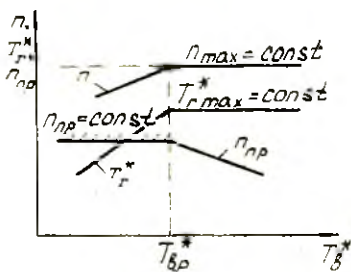


Рис. 1.14. Программа регулирования одновального ТРДФ с регулируемым соплом

частоты вращения n , и регулятор n снизит G_T . При этом T_G^* снизится и примет заданное значение.

Программы регулирования ТРДФ на малых режимах аналогичны программам для ТРД с тем отличием, что за счет дополнительного РФ возможно получение большей тяги двигателя при меньших расходах топлива G_T . Кроме того, повышается запас газодинамической устойчивости компрессора ΔK_y , улучшается запуск и приемистость двигателя.

1.3.3. Программы регулирования двухвального ТРД с нерегулируемым соплом

Для двухвального ТРД в качестве РП могут быть приняты: n_H , n_B , T_G^* , $n_{ц.вк}$, а регулирующий фактор один — G_T . Особенностью двухвального ТРД является скольжение роторов низкого и высокого давления (рис. 1.15), которое существенно влияет

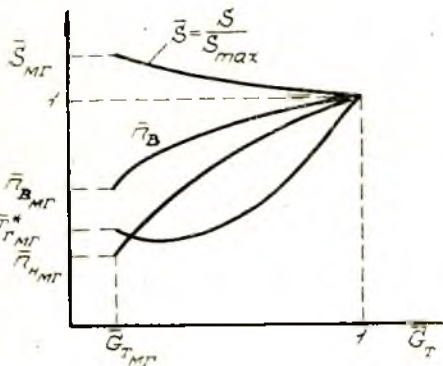


Рис. 1.15. Изменение относительных значений частоты вращения, скольжения роторов и температуры газа двухвального ТРД при изменении относительного значения расхода топлива

на выбор программы регулирования двигателя. Рассмотрим возможные программы регулирования на взлетном режиме.

1. Программа регулирования $n_{H \max} = \text{const}$. Изменение p_B^* практически не влияет на скольжение роторов. Поэтому можно считать, что при постоянном значении n_H изменение p_B^* не приводит к изменению n_B . С ростом T_B^* частота вращения n_H уменьшается, а n_B увеличивается [5]. Для поддержания $n_{ц.вк} = \text{const}$

регулятор увеличивает расход топлива в двигатель, что приведет к увеличению T_G^* , восстановлению n_H и дополнительному увеличению n_B (рис. 1.16, а). При некотором значении T_B^* частота вращения n_B может стать больше максимально допустимого значения. Возникает необходимость в ограничении n_B за счет снижения G_T . При этом n_H уменьшается. Ограничение n_B одновременно служит ограничением по T_G^* . При регулировании по закону $n_{H \max} = \text{const}$ двигатель недоиспользуется на малых скоростях полета вследствие необходимого запаса по n_B при увеличении T_B^* . Поэтому такой закон регулирования целесообразно использовать при полетах с большими скоростями.

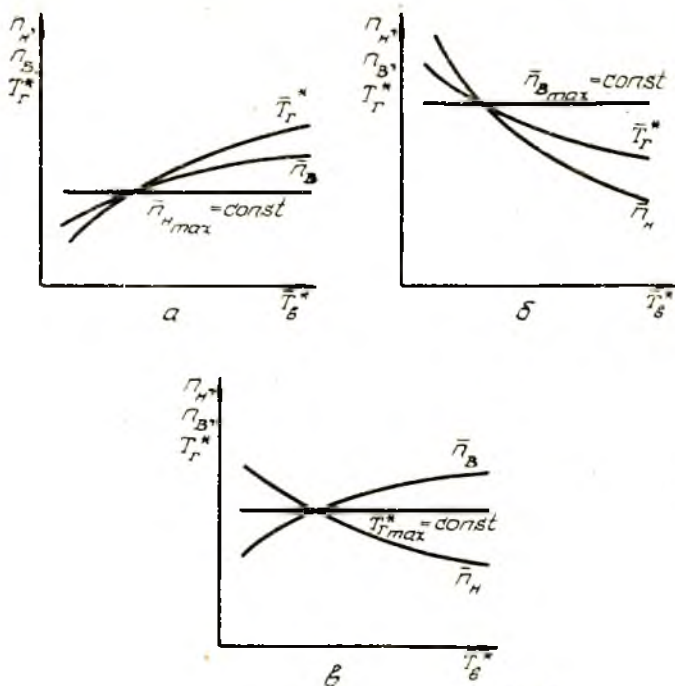


Рис. 1.16. Изменение относительных значений \bar{n}_H , \bar{n}_B , \bar{T}_r^* в зависимости от T_B^* при различных программах управления: а — $\bar{n}_{H,max} = const$; б — $\bar{n}_{B,max} = const$; в — $\bar{T}_{r,max} = const$

2. Программа регулирования $n_{B,max} = const$ (рис. 1.16,б). При увеличении T_B^* частота вращения n_B возрастает, а n_H — снижается. Регулятор, поддерживая n_B , уменьшает G_r . При этом T_r уменьшается, что приводит к восстановлению n_B и к еще большему снижению n_H . При большом уменьшении T_B^* может возникнуть необходимость в ограничении n_H по условиям прочности узлов двигателя. Использование этого закона регулирования целесообразно при небольших скоростях полета и высоких расчетных значениях λ_k^* , при которых увеличение T_B^* не приводит к существенному снижению T_r^* .

3. Программа регулирования $T_{r,max} = const$ (рис. 1.16,в). При этом законе регулирования скольжение роторов меньше, чем при законе $n_{B,max} = const$, и он занимает промежуточное положение между первым и вторым законами регулирования. Основное преимущество закона регулирования $T_{r,max} = const$ заключается в обеспечении высокой эффективности двигателя как энергетической установки.

4. Программа регулирования $n_{H-пр-мах} = \text{const}$. При этом законе регулирования при изменении внешних условий рабочая точка на линии совместной работы компрессора и турбины не перемещается. Так как между $n_{H-пр}$ и $n_{B-пр}$ при $F_c = \text{const}$ существует однозначная связь, то заданному значению $n_{H-пр}$ будет соответствовать единственное значение $n_{B-пр}$, т. е. при этом скольжение роторов высокого и низкого давлений меняться не будет. Такой закон регулирования целесообразно применять в комбинации с другими законами, ибо теряется преимущество двухвальной схемы ТРД по сравнению с одновальной схемой.

1.3.4. Особенности программ регулирования ТРДД и ТРДФ

Программы регулирования ТРДД аналогичны программам регулирования двухвального ТРД с учетом того, что для ТРДД с относительно большой степенью двухконтурности m целесообразно в качестве РП использовать n_H , а с малым m — n_B . Это связано с тем, что тягу двигателя с большим значением m наиболее полно характеризует n_H . Программы регулирования современных авиационных двигателей, как правило, комбинированные, и в каждом конкретном случае могут быть свои особенности, связанные не только с двигателем, но и с назначением самолета.

В качестве примера рассмотрим РП, РФ, требования к САУ, а также программу регулирования ТРДД НК-86. Для двигателя НК-86 выбран один РФ— G_T [6]. В качестве основного РП приняты n_B , n_H , а T_T^* ограничивается при достижении максимально допустимого значения. Точность поддержания n_H ЭСУ при изменении температуры окружающей среды от -60°C до $+60^\circ\text{C}$ составляет $\pm 0,4..0,8\%$ от $n_{H\text{мах}}$. Точность ограничения температуры на выходе из турбины $\pm 6..20$ К. Во время переходного процесса при увеличении n_H с градиентом 1000 об/мин превышение n_H над новым установившимся значением должно быть не более 50 об/мин. При увеличении G_T на величину 2000 кг/ч за время 0,05 с превышение T_T^* допускается не более 25 К.

Комбинированная программа регулирования записывается аналитически в виде выражения

$$n_H = 200 + 1170 a + (19 - 10 a) T_B^* \frac{100 (1-a)}{0,25} \leq n_{H \text{ max}},$$

где $a = 0,7$ при $p_H < 0,07$ МПа,
 $a = p_H$ при $0,07 \leq p_H \leq 0,1$ МПа,
 $a = 1$ при $p_H > 0,1$ МПа.

Графически программа регулирования двигателя НК-86 представлена на рис. 1.17. Данная программа регулирования

применяется в основном для взлетного режима двигателя. Дросселирование двигателя осуществляется уменьшением G_T и соответственно снижением n_H .

Программы регулирования двухвальных ТРДД на максимальных режимах аналогичны программам для двухвальных ТРД с нерегулируемым соплом, например, $n_{B \max} = \text{const}$, $n_{H \max} = \text{const}$, $T_{Г^* \max} = \text{const}$.

Возможными программами ТРДД с регулируемым соплом являются

$$n_{B \max} = f(T_{B^*}), \quad T_{Г^* \max} = f(T_{B^*})$$

или

$$n_{H \max} = f(T_{B^*}), \quad n_B = f(T_{B^*}).$$

К особенностям ТРДДФ можно отнести то, что режим работы турбокомпрессора в более сильной степени зависит от внешних условий и необходимо существенное изменение $F_{кр}$. Схема ТРДД с регулируемым соплом и структурная схема его системы управления приведены на рис. 1.18.

1.3.5. Особенности программ регулирования ТВД

Самолеты с ТВД предназначены для сравнительно небольших скоростей полета ($M_n \leq 0,9$). Тяга ТВД создается в основном за счет вращения винта ($\sim 95\%$) и лишь небольшая доля за счет истечения газа из реактивного сопла. ТВД является самым экономичным двигателем среди авиационных ГТД. В связи с энергетической проблемой возрастает интерес к этому типу авиационного ГТД, их стремятся усовершенствовать и приспособить к большим скоростям полета, например, за счет разработки сверхзвуковых винтов.

ТВД могут быть выполнены одновальными и двухвальными (рис. 1.19). При одновальной схеме привод компрессора и винта изменяемого шага (ВИШ) осуществляется от одной турбины. При двухвальной схеме привод ВИШ может осуществляться от турбины, приводящей во вращение КНД, или от «свободной» турбины.

У одновального ТВД с одиночным ВИШ за регулируемые параметры принимают частоту вращения ротора двигателя n ,

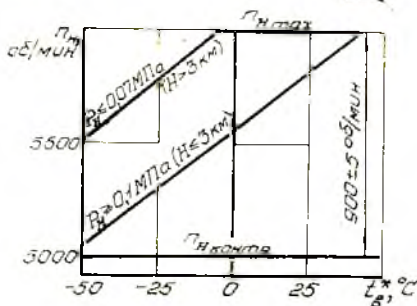


Рис. 1.17. Программа регулирования двигателя по температуре воздуха на входе в двигатель

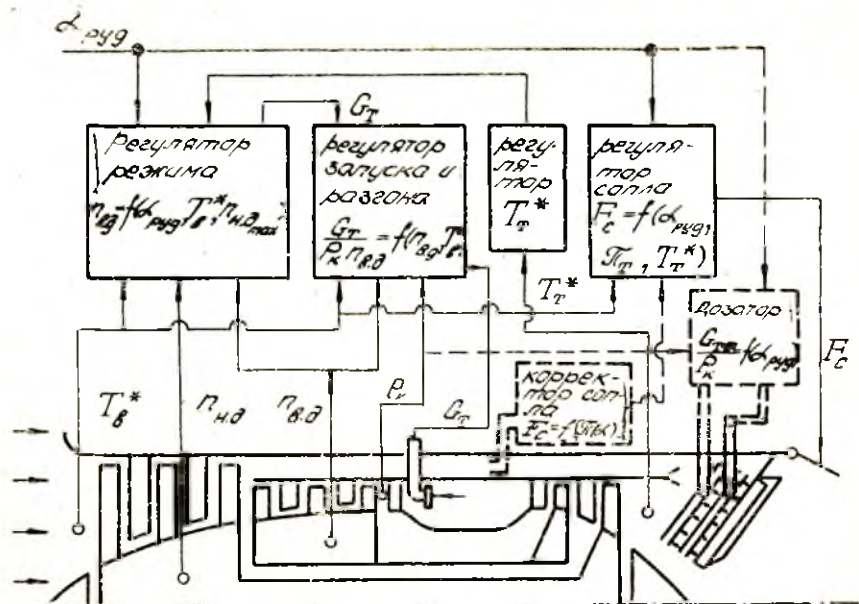


Рис. 1.18. Схема ТРДД с регулируемым соплом и структурная схема его САУ: — с форсажной камерой сгорания — без форсажной камеры;

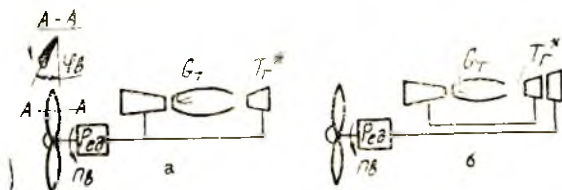


Рис. 1.19. Схемы одновального (а) и двухвального (б) ТВД

температуру газа на входе в турбину T_{T^*} . Регулирующими факторами являются: расход топлива G_T и угол φ_B установки лопастей ВИШ. Обычно расходом G_T оказывают воздействие на T_{T^*} , а углом φ_B — на частоту вращения.

Закон регулирования на режиме максимальной мощности имеет вид: $n_{\max} = \text{const}$, $T_{T^* \max} = \text{const}$. При реализации такой программы регулирования располагаемая мощность двигателя зависит от условий полета (p_H , p_B^* , T_B^*). С увеличением скорости и уменьшением высоты полета мощность двигателя возрастает и может достигнуть предельной по условиям прочности редуктора величины. Ограничение мощности двигателя с неко-

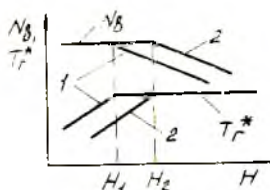


Рис. 1.20. Зависимость мощности, развиваемой винтом $N_{в}$, и температуры газов на входе в турбину $T_{г}^*$ от высоты при различных скоростях полета: 1 — $v_1 = \text{const}$; 2 — $v_2 = \text{const}$ ($v_2 > v_1$)

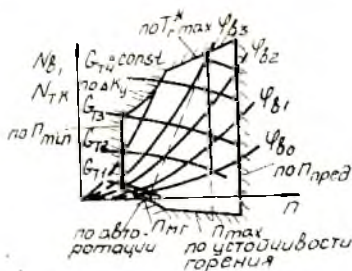


Рис. 1.21. Зависимость мощности, развиваемой винтом $N_{в}$, и избыточной мощности турбокомпрессора $N_{тк}$ от частоты вращения при различных значениях $\varphi_{в} = \text{const}$ и $T_{г}^* = \text{const}$: — — — линия оптимального по удельному расходу топлива дросселирования ТВД

торыми потерями в экономичности осуществляется за счет снижения температуры $T_{г}^*$ при сохранении неизменной частоты вращения n . На высотах $H > H_{огр}$, где располагаемая мощность меньше предельной величины, необходимость в ее ограничении отпадает. При увеличении скорости полета высота ограничения мощности $H_{огр}$ увеличивается вследствие роста максимальной располагаемой мощности ТВД. Таким образом, высотные ТВД имеют следующую программу регулирования: при $H \leq H_{огр}$ $N_{в \text{ max}} = \text{const}$, $T_{г}^* = \text{var}$, $n = \text{const}$; при $H > H_{огр}$ $N_{в} = \text{var}$, $T_{г}^* = \text{const}$, $n = \text{const}$ (рис. 1.20). На крейсерских режимах регулирование ТВД производится исходя из условия получения минимального удельного расхода топлива $C_e = 3600 G_T / N_{в}$. Оптимальное регулирование может быть осуществлено одновременным изменением n и $T_{г}^*$ (рис. 1.21), однако проигрыш в удельном расходе получается незначительным, если поддерживать $n = \text{const}$, а изменение мощности осуществить за счет изменения $T_{г}^*$. При этом система регулирования оказывается существенно проще. Программа регулирования одноваловного ТВД такова, что при переходе с $\alpha_{мг}$ до α_{max} происходит увеличение частоты вращения n при $\varphi_{в0} = \text{const}$, затем, по достижении $n = n_{\text{max}}$ происходит увеличение $T_{г}^*$ при $n_{\text{max}} = \text{const}$ (рис. 1.22). Такая программа регулирования обеспечивает большой за-

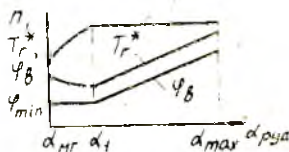


Рис. 1.22. Программа регулирования ТВД

пас устойчивости компрессора на пониженных режимах, что может быть использовано для улучшения приемистости двигателя.

Кроме ограничения мощности ТВД в ряде случаев возникает необходимость в ограничении предельного значения $\pi_{к*max}$ из условия предотвращения «верхнего» срыва компрессора при снижении температуры T_v^* и ограничения минимальной частоты вращения n_{min} — из условия предотвращения «нижнего» срыва в условиях высокой температуры T_v^* . Ограничения $\pi_{к*max}$ и n_{min} обеспечиваются ограничением G_T , что сопровождается изменением T_r^* и мощности ТВД.

В двухвальном ТВД со свободной турбинной привода ВИШ регулируемые параметры являются частота вращения турбокомпрессора n_{TK} и частота вращения винта n_v , а регулирующими факторами G_T и φ_v . При этом на n_{TK} оказывают воздействие расходом G_T , а на n_v — φ_v . Температура T_r^* , будучи связана однозначной зависимостью с работой компрессора $L_k/T_r^* = const$, будет изменяться при изменении условий полета и может ограничиваться за счет ограничения крутящего момента на валу винта.

Программой регулирования для двухвального ТВД на максимальном режиме является: $n_{TKmax} = const$, $n_{vmax} = const$. Если двухвальный ТВД — высотный, то, как и у одновального ТВД, предусматривается ограничение мощности на высотах $H < H_{огр}$ за счет снижения n_{TK} при $n_v = const$. Программа регулирования двухвального ТВД такая же, как и для одновального.

ТВД с двумя соосными, вращающимися в разные стороны ВИШ, имеют три регулируемых параметра: T_r^* (или n_{TK}), частоты вращения переднего n_{vp} и заднего n_{vz} ВИШ. Регулирующими факторами, кроме G_T , являются углы установки лопастей переднего φ_{vp} и заднего φ_{vz} винтов. При этом соответствие между регулируемыми параметрами и регулирующими факторами таково: $G_T \rightarrow T_r^*$; $\varphi_{vp} \rightarrow n_{vp}$; $\varphi_{vz} \rightarrow n_{vz}$.

2. ТУРБОРЕАКТИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

2.1. ОДНОВАЛЬНЫЙ ТРД КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПО ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ

Система автоматического регулирования двигателя состоит из объекта регулирования (собственно двигателя) и регулятора. Проектирование регулятора проводится исходя из удовлетворения требований к САР (см. разд. 1.1) с учетом харак-

теристик конкретного двигателя как объекта регулирования. Современный авиационный двигатель представляет собой сложную динамическую систему, точное определение свойств которой представляет достаточно сложную задачу. При проекторочных расчетах часто бывает достаточен учет лишь основных динамических свойств двигателя, анализ которых приведен в данном разделе пособия.

Основной характеристикой двигателя, которая используется при проектировании регуляторов, является зависимость, связывающая РП и РФ при изменении внешних воздействий, т. е. $РП = j(РФ, ВВ, t)$, например, для одновального ТРД с регулируемым соплом эта зависимость запишется так: $n = j(G_T, \bar{F}_c, p_n, p_v^*, T_v^*, t)$ [2, 7, 8].

Рассмотрим вывод уравнения динамики ТРД как объекта регулирования с использованием моментных характеристик узлов.

При выводе уравнения динамики ТРД учет многих факторов приводит к усложнению расчетной модели, поэтому принимается ряд допущений: влияние объемов в проточной части двигателя на его динамические свойства — незначительное; преобразование энергии в камере сгорания происходит мгновенно; КПД узлов двигателя — неизменны; в сопловом аппарате турбины реализуется критический и сверхкритический режим истечения; потери мощности на привод агрегатов и трение малы по сравнению с мощностью, развиваемой турбиной; изменения параметров рабочего процесса относительно стационарных их составляющих — малые.

Для неустановившегося режима работы уравнение баланса моментов или уравнение движения ротора двигателя имеет вид

$$(\pi/30) J (dn/dt) = M_T(n, G_T) - M_K(n). \quad (2.1)$$

Уравнение (2.1) является нелинейным. Одним из часто применяемых методов линеаризации является метод малых отклонений, заключающийся в разложении нелинейной функции в ряд Тейлора с удержанием первых членов ряда. Преимуществом этого метода является возможность получения простых аналитических зависимостей, наглядность влияния параметров рабочего процесса двигателя на его динамические свойства. Раскладывая зависимости для $M_T(n, G_T)$ и $M_K(n)$ в ряд Тейлора в окрестности установившегося режима $(n_0, (G_T)_0)$, можно записать

$$M_T(n, G_T) = (M_T)_0 + (\partial M_T / \partial n)_0 \cdot \Delta n + (\partial M_T / \partial G_T)_0 \cdot \Delta G_T, \\ M_K(n) = (M_K)_0 + (\partial M_K / \partial n)_0 \cdot \Delta n, \quad (2.2)$$

где $\Delta n = n - n_0$, $\Delta G_T = G_T - (G_T)_0$ — отклонения частоты вращения и расхода топлива от их установившихся значений. Частные производные $(\partial M_T / \partial n)_0$ и $(\partial M_K / \partial n)_0$ определяются по углам наклона касательных к моментным характеристикам турбины и компрессора в точках их пересечения, соответствующих установившимся режимам при $G_T = \text{const}$ (рис. 2.1). Геометрическое место точек указанных пересечений дает статическую моментную характеристику турбокомпрессора по частоте вращения. Частная производная $(\partial M_T / \partial G_T)_0$ определяется по углу наклона касательной к статической характеристике $M_T(G_T)$ (рис. 2.2).

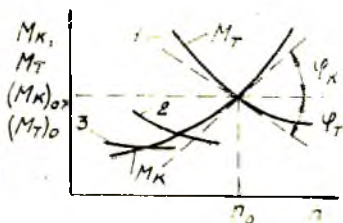


Рис. 2.1. Моментные характеристики компрессора и турбины ТРД при различных значениях $G_T = \text{const}$: $(G_T)_1 > (G_T)_2 > (G_T)_3$

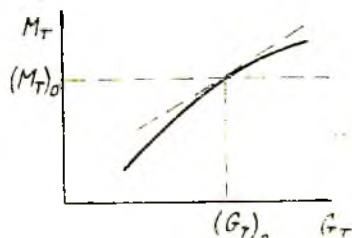


Рис. 2.2. Моментная характеристика турбины в зависимости от расхода топлива

Уравнение (2.2) записано в предположении постоянства внешних условий. Подставляя выражение (2.2) в уравнение (2.1) с учетом того, что $(M_T)_0 = (M_K)_0$ и $n = n_0 + \Delta n$, получим

$$\frac{\pi}{30} J \frac{d \Delta n}{dt} + \left[\left(\frac{\partial M_K}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_T}{\partial n} \right)_0 \right] \Delta n = \left(\frac{\partial M_T}{\partial G_T} \right)_0 \Delta G_T. \quad (2.3)$$

Уравнение (2.3) является линеаризованным дифференциальным уравнением динамики ТРД как объекта регулирования при постоянных внешних условиях.

Для общности анализа уравнение (2.3) записывают в безразмерных параметрах: $\delta n = \Delta n / n_{\text{баз}}$; $\delta G_T = \Delta G_T / (G_T)_{\text{баз}}$. За базовые значения $n_{\text{баз}}$ и $(G_T)_{\text{баз}}$ принимают обычно либо их установившиеся значения n_0 и $(G_T)_0$, либо n_{max} и $(G_T)_{\text{max}}$. С учетом введенных безразмерных параметров уравнение (2.3) можно привести к следующей стандартной форме:

$$T_d \frac{d\delta n}{dt} + \delta n = K_{nG} \delta G_T. \quad (2.4)$$

Здесь
$$T_d = \frac{I \frac{\pi}{30}}{\left(\frac{\partial M_K}{\partial n}\right)_0 - \left(\frac{\partial M_T}{\partial n}\right)_0} \quad (2.5)$$

постоянная времени двигателя;

$$K_{nG} = \left\{ \left(\frac{\partial M_T}{\partial G_T} \right)_0 / \left[\left(\frac{\partial M_K}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_T}{\partial n} \right)_0 \right] \right\} \frac{(G_T)_{\text{баз}}}{n_{\text{баз}}} \quad (2.6)$$

коэффициент усиления двигателя по расходу топлива. Величину $1/K_{nG} = \rho_c$ называют коэффициентом самовыравнивания двигателя, так как эта величина характеризует степень устойчивости двигателя как объекта регулирования. Чем больше ρ_c , тем двигатель более устойчив, при $\rho_c < 0$ двигатель как объект регулирования является неустойчивым. Коэффициент усиления двигателя определяется также по дроссельной его характеристике (рис. 2.3):

$$K_{nG} = \left(\frac{\partial n}{\partial G_T} \right)_0 \frac{(G_T)_{\text{баз}}}{n_{\text{баз}}}, \quad (2.7)$$

где $\left(\frac{\partial n}{\partial G_T} \right)_0 = \frac{1}{\text{tg } \psi}$ — частная производная, определяемая по углу наклона касательной к дроссельной характеристике в точке, соответствующей установившемуся режиму. Постоянная времени T_d и коэффициент усиления K_{nG} являются основными параметрами, характеризующими двигатель как объект регулирования. Постоянная времени T_d характеризует запаздыва-

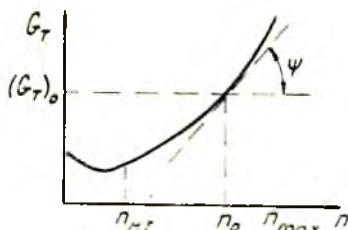


Рис. 2.3. Дроссельная характеристика ТРД

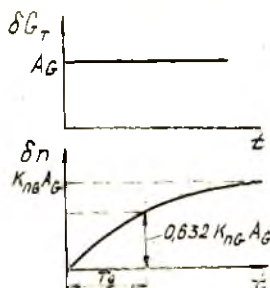


Рис. 2.4. Переходная характеристика ТРД при ступенчатом увеличении расхода топлива

ние в изменении частоты вращения ротора двигателя при увеличении или уменьшении расхода топлива. Коэффициент усиления K_{nG} показывает, насколько изменится частота враще-

ния n при изменении расхода топлива на определенную величину при установившихся режимах работы двигателя.

Из дифференциального уравнения (2.4) следует, что ТРД как объект регулирования является апериодическим типовым звеном с передаточной функцией:

$$W_{nG}(s) = \frac{K_{nG}}{T_d s + 1}. \quad (2.8)$$

При ступенчатом увеличении расхода топлива на величину A_G (рис. 2.4) частота вращения ротора двигателя изменится в соответствии с зависимостью

$$\delta n(t) = A_G \cdot K_{nG} (1 - e^{-t/T_d}). \quad (2.9)$$

Величины T_d и K_{nG} зависят от многих факторов: габаритов и режима работы двигателя; внешних условий.

2.2. ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ВНЕШНИХ УСЛОВИЙ НА T_d И K_{nG}

Рассмотрим влияние геометрических размеров двигателя на постоянную времени T_d и коэффициент усиления K_{nG} при постоянных значениях T_r^* , π^* . Момент инерции ротора двигателя пропорционален четвертой степени диаметра, а расход воздуха — только его квадрату. Чем больше расход воздуха через двигатель, тем больше избыточный момент на турбокомпрессоре, т. е. больше $[(\partial M_k / \partial n)_0 - (\partial M_r / \partial n)_0]$. Так как с увеличением диаметральных размеров двигателя числитель в формуле (2.5) растет быстрее знаменателя, постоянная времени T_d будет увеличиваться. Для двигателя больших размеров дроссельная характеристика $G(n)$ (см. рис. 2.3) пойдет более круто, что приводит к снижению $(\partial n / \partial G_r)$, а следовательно, к уменьшению K_{nG} . Таким образом, с увеличением поперечных размеров двигателя его постоянная времени T_d растет, а коэффициент усиления K_{nG} снижается.

При изменении режима работы двигателя изменяется избыточный момент на турбокомпрессоре, характеризующийся углом между касательными к моментным характеристикам $M_r(n)$ и $M_k(n)$ или разностью $(\partial M_k / \partial n)_0 - (\partial M_r / \partial n)_0$. Из рис. 2.1 следует, что с понижением режима работы двигателя разность $(\partial M_k / \partial n)_0 - (\partial M_r / \partial n)_0$ уменьшается. Это означает, что по мере дросселирования двигателя постоянная времени T_d увеличивается. При достижении $n = n_{тр}$ разность частных производных $(\partial M_k / \partial n)_0 - (\partial M_r / \partial n)_0$ равна нулю и $T_d = \infty$, а при $n < n_{тр}$ эта разность отрицательна, что соответствует $T_d < 0$. Частота вращения $n = n_{тр}$ является граничной частотой, выше которой ТРД является устойчивым объектом регулирования, а ниже — неус-

тойчивым. Действительно, при $n < n_{гр}$ незначительное отклонение от установившегося режима в сторону уменьшения n приводит к тому, что момент противодействия компрессора становится больше момента, развиваемого турбиной, и частота вращения уменьшается до остановки двигателя. При $n > n_{гр}$ отклонение n от установившегося режима в сторону ее уменьшения приводит к тому, что момент, развиваемый турбиной, становится больше момента противодействия компрессора и частота вращения восстанавливается до исходного (до отклонения) установившегося значения. Аналогичный анализ относительно коэффициента усиления двигателя показывает, что по мере дросселирования двигателя $K_{нГ}$ растет (рис. 2.5). Это связано с тем,

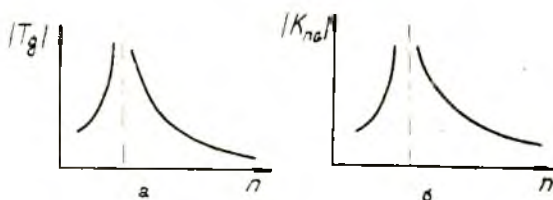


Рис. 2.5 Зависимость постоянной времени двигателя (а) и коэффициента усиления (б) от частоты вращения

что знаменатель формулы (2.6) уменьшается по частоте вращения двигателя быстрее, чем числитель. Увеличение $K_{нГ}$ по мере дросселирования двигателя можно проследить и по дроссельной характеристике (см. рис. 2.3 и формулу (2.7)). Из проведенного анализа следует, что при $n < n_{гр}$ двигатель в принципе не может работать без регулятора, а при $n > n_{гр}$ может работать и без регулятора. Однако учитывая, что режим работы двигателя отклоняется при изменении внешних условий, необходимо устанавливать регулятор, который должен работать во всем диапазоне изменения частоты вращения. Кроме того, двигатели выполняют таким, что $n_{нг} > n_{гр}$, и граничную частоту двигателя проходит в момент запуска, т. е. раскрутки ротора стартером. Постоянная времени T_d и коэффициент усиления $K_{нГ}$ двигателя также зависят и от внешних условий, что необходимо учитывать при разработке регулятора. Если известны $(T_d)_0$ и $(K_{нГ})_0$ при $H = 0$, $M_n = 0$, то, пользуясь формулами подобия, можно определить приближенно значения T_d и $K_{нГ}$ при различных значениях T_B^* и ρ_B^* , т. е. при различных высотах и скоростях полета. При $n_{гр} = \text{const}$ справедливы следующие формулы:

$$T_d = (T_d)_{\text{пр}} \frac{101320}{P_{в*}} \sqrt{\frac{T_{в*}}{288}} \quad (2.10)$$

$$K_{нГ} = (K_{нГ})_{\text{пр}} \frac{101320}{P_{в*}} \quad (2.11)$$

При известных зависимостях $P_{в*}$, $T_{в*}$ от высоты и скорости полета, а также зависимостях $T_d(n)$, $K_{нГ}(n)$ при стандартных атмосферных условиях можно построить кривые T_d и $K_{нГ}$ в функции от H и $M_{п}$ (рис. 2.6, а, б). Из графиков рис. 2.6, а, б следует, что чем больше высота и меньше скорость полета, тем больше T_d и $K_{нГ}$. Двигатель как объект регулирования обладает наилучшими динамическими свойствами на пониженных

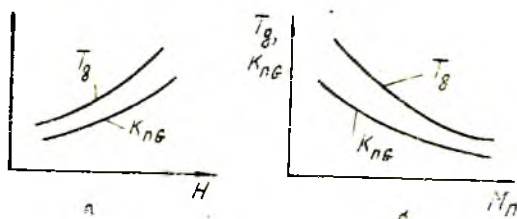


Рис. 2.6. Зависимость постоянной времени и коэффициента усиления двигателя от высоты (а) и скорости (б) полета при $n = \text{const}$

режимах работы, больших высотах и малых скоростях полета. При стандартных условиях на максимальном режиме $T_d = 0,4 \dots 1$ с, $K_{нГ} = 0,2 \dots 0,4$, а на режиме МГ $T_d = 8 \dots 20$ с, $K_{нГ} = 1,5 \dots 2$. Наименьшие значения T_d , $K_{нГ}$ при стандартных условиях и наибольшие значения на большой высоте и малой скорости полета отличаются в 20...30 раз. Поэтому трудно создавать всережимные САР двигателя.

2.3. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОСТОЯННОЙ ВРЕМЕНИ T_d И КОЭФФИЦИЕНТА УСИЛЕНИЯ $K_{нГ}$ ДВИГАТЕЛЯ

Для определения T_d и $K_{нГ}$ могут быть использованы аналитические и экспериментальные методы в зависимости от наличия исходных данных и материальной части. Аналитический метод, основанный на использовании уравнений движения, моментных характеристик турбокомпрессора, уравнений газовой динамики, используется на начальном этапе проектирования САР и уточняется в результате экспериментальных исследований.

Из экспериментальных методов широкое применение получили метод переходных характеристик; частотный метод; метод определения T_d и K_{nG} по динамическим характеристикам (кривым разгона) двигателя.

В методе переходных характеристик на заданном режиме скачкообразно изменяют расход топлива и по зарегистрированной кривой изменения n определяют постоянную времени T_d (см. рис. 2.4) и коэффициент усиления K_{nG} двигателя. Коэффициент K_{nG} легко определяется по экспериментальной дроссельной характеристике (см. рис. 2.3 и формулу (2.7)). Метод переходных характеристик обладает тем недостатком, что трудно задать ступенчатое изменение расхода. «Затянутость» скачка в изменении G_T приводит к погрешности в определении T_d . При использовании частотного метода расход топлива изменяют по гармоническому закону с амплитудой A_G и частотой ω . Регистрируют G_T , n и при известном (из дроссельной характеристики) коэффициенте K_{nG} определяют T_d по формуле

$$T_d = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{K_{nG}^2}{M^2(\omega)} - 1};$$

где $M(\omega) = \frac{A_n}{A_G} \frac{(G_T)_{\text{баз}}}{n_{\text{баз}}}$;

A_n — амплитуда колебаний частоты вращения;

A_G — амплитуда колебаний расхода при данной частоте ω .

Ввиду большой погрешности измерения и трудности задания гармонического закона колебаний расхода G_T частотный метод находит меньшее применение в практике по сравнению с методом переходных характеристик.

Наиболее полная картина изменения T_d и K_{nG} по режимам работы двигателя получается при использовании разгонных характеристик. Сущность этого метода заключается в том, что в процессе приемистости двигателя регистрируются G_T , n , dn/dt . Затем эти данные наносятся на дроссельную (статическую) характеристику двигателя (рис. 2.7). При $G_T = \text{const}$ справедливо равенство $\delta G_T = 0$, тогда из уравнения (2.4) следует

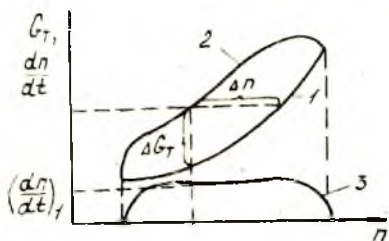


Рис. 2.7. Разгонная характеристика ТРД: 1 — статическая (дроссельная) характеристика; 2 — подача топлива при приемистости двигателя; 3 — ускорение ротора двигателя

$$T_d = -\delta n / \left(\frac{d \delta n}{dt} \right). \quad (2.12)$$

Если провести горизонтальную прямую, пересекающую дроссельную характеристику и кривую разгона 2 (см. рис. 2.7), и рассматривать неустановившийся режим как отклонение ($\Delta n < 0$) от установившегося при $G_T = \text{const}$, то в соответствии с формулой (2.12) можно определить постоянную времени:

$$T_d = -\Delta n / \left(\frac{dn}{dt} \right)_1.$$

Вертикальный разрез разгонной кривой соответствует тому, что $\Delta n = 0$. Тогда из уравнения (2.4) следует

$$T_d = \frac{K_{nG} \delta G_T}{(dn/dt)_1}. \quad (2.13)$$

В формуле (2.13) коэффициент K_{nG} определяется по дроссельной характеристике 1 (см. рис. 2.7), а $\delta G_T = \frac{\Delta G_T}{(G_T)_{\text{баз}}}$; где ΔG_T берется из вертикального разреза как расстояние между дроссельной характеристикой и кривой разгона. Определив таким образом T_d и K_{nG} для нескольких точек $G_T = \text{const}$, можно построить зависимость $T_d(n)$.

Стремление получить обобщенную характеристику двигателя, по которой можно было бы оценивать его статистические и динамические свойства, привело к разработке динамической характеристики ТРД, представляющей собой зависимость $G_{T \text{ пр}} = G_{T \text{ пр}}(n_{\text{пр}})$ при различных значениях $\frac{dn_{\text{пр}}}{dt} = \text{const}$ как

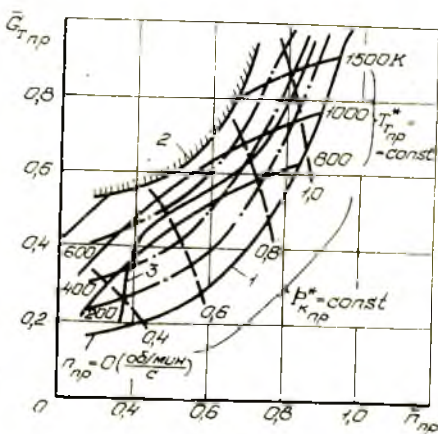


Рис. 2.8. Типовая динамическая характеристика ТРД: 1 — линия установившегося режима работы; 2 — граница газодинамической устойчивости; 3 — линия разгона двигателя

для режимов разгона $(dn_{\text{пр}}/dt) > 0$, так и для режимов дросселирования $(dn_{\text{пр}}/dt) < 0$ (рис. 2.8). На этот график наносятся такие линии, соответствующие границе лопатки $\lambda_{\text{к}}^* = \text{const}$, $T_{\text{г}}^* = \text{const}$. Динамическая характеристика двигателя может быть построена расчетным путем или экспериментально по разгонным характеристикам двигателя. По этой характеристике можно определить приведенные коэффициент усиления $(K_{nG})_{\text{пр}}$ и постоянную времени T_d пр двигателя при любом ре-

жиме, а также дать оценку возможных значений π_k^* и T_1^* .

Коэффициент $(K_{nG})_{пр}$ определяется в соответствии с формулой

$$(K_{nG})_{пр} = \left(\frac{\partial n_{пр}}{\partial G_{т пр}} \right)_0 \frac{G_{т пр б а 1}}{n_{пр б а 1}},$$

где $\left(\frac{\partial n_{пр}}{\partial G_{т пр}} \right)_0$ определяется как котангенс угла наклона касательной к динамической характеристике при $\frac{\partial n_{пр}}{dt} = 0$.

Для определения $T_{д пр}$ проводят прямую $G_{т пр} = \text{const}$ параллельно оси абсцисс. Тогда $\delta G_{т пр} = 0$ и на основе равенства (2.4) можно записать:

$$T_{д пр} = - \frac{\delta n_{пр}}{d \delta n_{пр} / dt} = - \frac{\Delta n_{пр}}{dn_{пр} / dt}. \quad (2.14)$$

По точкам пересечения прямой $G_{т пр} = \text{const}$ с кривыми динамических характеристик при $\frac{\partial n_{пр}}{dt} = 0$ и $\frac{\partial n_{пр}}{dt} \neq 0$ находят $\Delta n_{пр} = (n_{пр})_1 - (n_{пр})_2$ и в соответствии с формулой (2.14) рассчитывают $T_{д пр}$. Величине $\Delta n_{пр} < 0$ соответствует $\frac{\partial n_{пр}}{dt} > 0$ и, наоборот, $\Delta n_{пр} > 0$, $\frac{\partial n_{пр}}{dt} < 0$. При известных (K_{nG}) и $T_{д пр}$ могут быть определены по формулам (2.10) и (2.11) коэффициент усиления K_{nG} и постоянная времени $T_{д}$ для условий, отличающихся от стандартных.

При изменении режимов истечения из выходного сопла происходит расслоение динамических характеристик двигателя. Это является одним из ограничений применения этого метода при точных исследованиях. Поэтому метод динамических характеристик применяют для приближенной оценки динамических свойств ТРД.

2.4. УРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ ТРД ПРИ ДЕЙСТВИИ ВНЕШНИХ ВОЗМУЩЕНИЙ

Изменение ВВ приводит к отклонению РП двигателя. При сверхкритическом истечении в выходном сопле ВВ определяют параметрами p_b^* и T_b^* . Уравнение динамики ТРД как объекта регулирования при отклонении ВВ ($G_t = \text{const}$) выводится так же, как и при изменении G_t . В этом случае рассматривают только моментные характеристики турбокомпрессора, построенные в зависимости от n при различных значениях $p_b^* = \text{const}$, $T_b^* = \text{const}$. Составляя уравнение баланса момен-

тов для турбокомпрессора для случая неустановившегося движения и линеаризуя моментальные характеристики $M_T(p_B^*, T_B^*)$ и $M_K(p_B^*, T_B^*)$, получают

$$T_d \frac{d \delta n}{dt} + \delta n = K_{np} \delta p_B^* + K_{nT} \delta T_B^*, \quad (2.15)$$

где
$$\delta p_B^* = \frac{\Delta p_B^*}{p_{B^* \text{ баз}}}; \quad \delta T_B^* = \frac{\Delta T_B^*}{T_{B^* \text{ баз}}};$$

$$K_{np} = \frac{\left(\frac{\partial M_T}{\partial p_B^*} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_K}{\partial p_B^*} \right)_0 \frac{p_{B^* \text{ баз}}}{n_{\text{баз}}}}{\left(\frac{\partial M_K}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_T}{\partial n} \right)_0} \quad \text{— коэффициент усиления двигателя по } p_B^*;$$

$$K_{nT} = \frac{\left(\frac{\partial M_T}{\partial T_B^*} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_K}{\partial T_B^*} \right)_0 \frac{T_{B^* \text{ баз}}}{n_{\text{баз}}}}{\left(\frac{\partial M_K}{\partial n} \right)_0 - \left(\frac{\partial M_T}{\partial n} \right)_0} \quad \text{— коэффициент усиления двигателя по } T_B^*.$$

Коэффициенты усиления K_{np} и K_{nT} легко определяются и по статическим характеристикам двигателя (рис. 2.9):

$$K_{np} = \left(\frac{\partial n}{\partial p_B^*} \right)_0 \frac{p_{B^* \text{ баз}}}{n_{\text{баз}}}; \quad K_{nT} = \left(\frac{\partial n}{\partial T_B^*} \right)_0 \frac{T_{B^* \text{ баз}}}{n_{\text{баз}}}.$$

Производные $\left(\frac{\partial n}{\partial p_B^*} \right)_0$ и $\left(\frac{\partial n}{\partial T_B^*} \right)_0$ определяются по углу наклона касательных к статическим характеристикам $n = n(p_B^*)$ и $n = n(T_B^*)$ в точках, соответствующих установившимся режимам при $G_T = \text{const}$.

При увеличении p_B^* частота вращения ротора двигателя уменьшается (рис. 2.9,а), поэтому коэффициент K_{np} имеет отрицательное значение. Коэффициент усиления K_{nT} может прини-

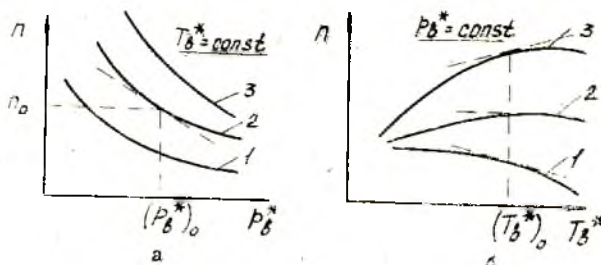


Рис. 2.9. Зависимость частоты вращения двигателя от p_B^* (а) и T_B^* (б) при различных значениях G_T : $(G_T)_2 > (G_T)_1 > (G_T)_3 > (G_T)_4$.

мать как положительное, так и отрицательное значение (рис. 2.9, б). Отрицательность K_{nT} объясняется тем, что на пониженных режимах при увеличении $T_{в*}$ существенно снижается $n_{пр}$ и КПД турбокомпрессора двигателя. При $G_T = \text{const}$ это ведет к уменьшению частоты вращения n .

При одновременном изменении ВВ ($p_{в*}, T_{в*}$) и РФ (G_T) структурная схема ТРД как объекта регулирования может быть представлена так, как на рис. 2.10.

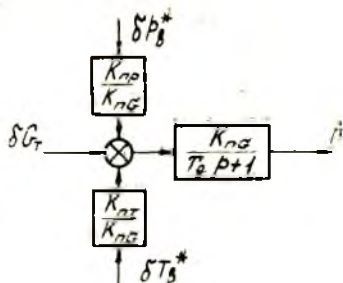


Рис. 2.10. Структурная схема ТРД как объекта регулирования при одновременном воздействии по $G_T, p_{в*}$ и $T_{в*}$

2.5. ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТРД КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПО ТЕМПЕРАТУРЕ T_r^*

Если за РП принять температуру газа на входе в турбину T_r^* , то она будет зависеть от расхода топлива G_T и воздуха $G_{в}$. Учитывая ранее принятое допущение о безынерционности процессов в камере сгорания двигателя и имея в виду, что существует определенная зависимость между $G_{в}$ и n , можно представить уравнение для камеры сгорания в малых отклонениях в виде

$$\delta T_r^* = K_{TG} \delta G_T + K_{Tn} \delta n, \quad (2.16)$$

где $K_{TG} = \left(\frac{\partial T_r^*}{\partial G_T} \right)_0 \frac{G_{Tгаз}}{T_{r^*газ}}$ — коэффициент усиления камеры сгорания двигателя по расходу топлива;

$K_{Tn} = \left(\frac{\partial T_r^*}{\partial n} \right)_0 \frac{n_{газ}}{T_{r^*газ}}$ — коэффициент усиления камеры сгорания по частоте вращения n .

Точное определение коэффициентов K_{TG} и K_{Tn} для ТРД с одним РФ (G_T) затруднительно, так как при изменении G_T одновременно меняются T_r^* и n . Для приближенного определения этих коэффициентов используют равенство [9]

$$T_r^* = T_{r^*} + \frac{H_u \eta_{КС}}{(C_p)_{р}} \frac{G_T}{G_r}. \quad (2.17)$$

Для двигателя с компрессором, имеющим крутые напорные характеристики, можно предполагать, что расход воздуха или газа при заданной n не зависит от T_r^* . Тогда, принимая во внимание малость изменения G_r , можно определить коэффициент K_{TG} из равенства (2.17):

$$K_{TG} = \frac{\eta_u \eta_{кв}}{(C_p)_{ер} (G_{в})_0} \frac{G_{тбаз}}{T_{г*}^{*баз}}$$

Задаваясь рядом значений $n_0 = \text{const}$, можно определить $(G_{т})_0 = (G_{в})_0$, вычислить ряд значений K_{TG} , а затем построить соответствующие графики изменения $T_{г*}$ от расхода топлива (рис. 2.11). Для определения K_{Tn} делают «вертикальный раз-

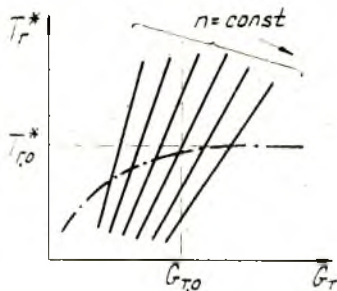


Рис. 2.11. Зависимость $T_{г*}$ от $G_{т}$ при различных значениях $n = \text{const}$ (— — — зависимость, соответствующая установившимся режимам)

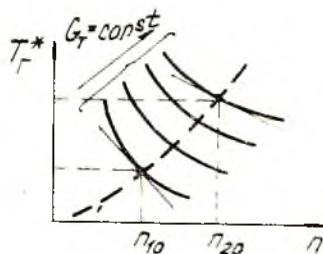


Рис. 2.12. Зависимость $T_{г*}$ от n при различных значениях $G_{т} = \text{const}$ (— — — зависимость, соответствующая установившимся режимам)

рез» характеристик (рис. 2.11) и по точкам пересечения с прямыми строят зависимость $T_{г*} = T_{г*}(n)$ (рис. 2.12). Проводя касательные к кривым в точках, соответствующих установившимся режимам, определяют коэффициенты K_{Tn} . При увеличении n температура $T_{г*}$ снижается, что соответствует $K_{Tn} < 0$. Характер изменения коэффициентов K_{TG} и K_{Tn} в зависимости от режима работы двигателя и ВВ такой же, как и для коэффициента K_{nG} .

Для получения уравнения ТРД как объекта регулирования по $T_{г*}$ необходимо решить совместно уравнения (2.4) и (2.16). Из совместного решения этих уравнений, освобождаясь от δn , получим

$$T_{г*} \frac{d \delta T_{г*}}{dt} + \delta T_{г*} = T_{г*} K_{TG} \frac{d \delta G_{т}}{dt} + (K_{TG} + K_{Tn} K_{nG}) \delta G_{т}. \quad (2.18)$$

Передаточная функция ТРД в соответствии с уравнением (2.18) примет вид

$$W_{TG} = \frac{\delta T_{г*}}{\delta G_{т}} = K_{TG} + \frac{K_{Tn} K_{nG}}{T_{д} s + 1}.$$

Структурная схема ТРД как объекта регулирования по $T_{г*}$ представляет собой параллельное соединение пропорционального и аperiodического типовых звеньев (рис. 2.13).

При ступенчатом изменении расхода топлива $\delta G_T = A_{\delta G_T} [(t)]$ изменение $T_{Г*}$ происходит по кривой, описываемой уравнением (рис. 2.14)

$$\delta T_{Г*} = A_{\delta G_T} [K_{TG} + K_{nG} K_{Tn} (1 - e^{-t/T_d})]$$

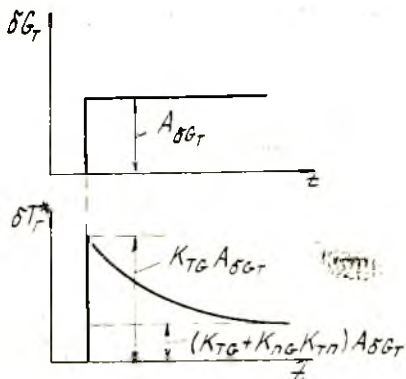


Рис. 2.14. Переходная характеристика ТРД как объекта регулирования по $T_{Г*}$ при скачкообразном изменении G_T

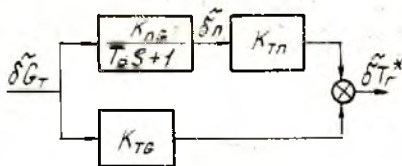


Рис. 2.13. Структурная схема ТРД как объекта регулирования по $T_{Г*}$

При резком увеличении G_T уменьшается коэффициент избытка воздуха, что приводит к резкому росту $T_{Г*}$. По мере увеличения n увеличивается G_v и $T_{Г*}$ снижается до уровня, соответствующего новому установившемуся режиму. Величина и длительность превышения $T_{Г*}$ над новым установившимся уровнем зависит от темпа изменения G_T , постоянной времени T_d и коэффициентов усиления K_{nG} , K_{GT} , K_{Tn} . Для уменьшения $(\delta T_{Г*})_{\max}$, особенно в высотных условиях, ограничивают темп изменения G_T .

2.6. ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТРД КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПО ТЯГЕ

Свойства ТРД как объекта регулирования по тяге необходимо знать для анализа работы двигателя совместно с самолетом, при создании системы автоматического пилотирования. Относительное отклонение тяги двигателя $\delta P = \frac{\Delta P}{P_{\text{баз}}}$ при изменении расхода топлива определяется уравнением

$$\delta P = K_{PG} \delta G_T + K_{Pn} \delta n, \quad (2.19)$$

где $K_{PG} = \left(-\frac{\partial P}{\partial G_T} \right)_0 \frac{G_{\text{тоаз}}}{P_{\text{баз}}}$ — коэффициент усиления двигателя по расходу топлива;

$K_{Pn} = \left(\frac{\partial P}{\partial n} \right)_0 \frac{n_{\text{баз}}}{P_{\text{баз}}}$ — коэффициент усиления двигателя по

частоте вращения ротора (расходу воздуха). Коэффициенты K_{PG} и K_{Pn} определяют по тяговым характеристикам двигателя (рис. 2.15, 2.16), полученным или теоретически, или эксперимен-

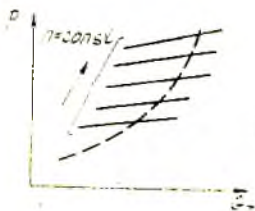


Рис. 2.15. Зависимость тяги ТРД от расхода топлива при различных значениях $n = \text{const}$ (— — — — кривая, соответствующая установившимся режимам)

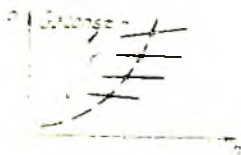


Рис. 2.16. Зависимость тяги ТРД от частоты вращения ротора при различных значениях $G_T = \text{const}$ (— — — — кривая, соответствующая установившимся режимам)

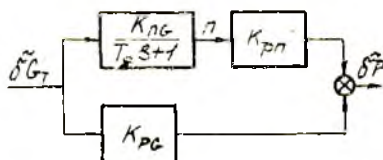


Рис. 2.17. Структурная схема ТРД как объекта регулирования по тяге

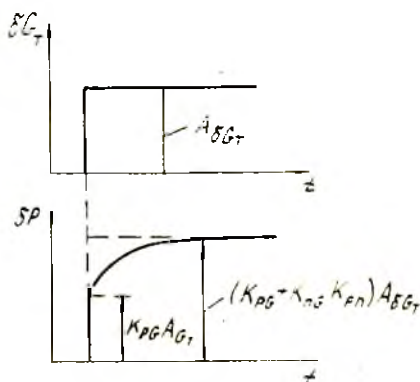


Рис. 2.18. Переходная характеристика ТРД как объекта регулирования по тяге при скачкообразном изменении G_T

тально при действии двух РФ: G_T и F_c . При увеличении G_T и n относительно их установившихся значений тяга двигателя повышается ($K_{PG} > 0$; $K_{Pn} > 0$). Решая совместно уравнения (2.4) и (2.19), получим уравнение динамики ТРД как объекта регулирования по тяге:

$$T_D \frac{d\delta P}{dt} + \delta P = T_D K_{PG} \delta G_T + (K_{PG} + K_{Pn} K_{PG}) \delta G_T. \quad (2.20)$$

Передаточная функция ТРД, соответствующая уравнению (2.20), имеет вид (рис. 2.17)

$$W_{PG}(S) = \frac{\delta P}{\delta G_T} = K_{PG} + \frac{K_{Pn} K_{PG}}{T_D S + 1}. \quad (2.21)$$

При ступенчатом изменении расхода топлива тяга двигателя изменится по кривой, определяемой выражением

$$\delta P = A_{\text{в.с.т}} [K_{PG} + K_{PN} \cdot K_{NG} (1 - e^{-t/T_d})]$$

В начале переходного процесса тяга резко увеличивается, что связано с быстрым повышением T_r^* и скорости истечения газа из сопла. Далее по мере разгона ротора двигателя тяга увеличивается по экспоненте за счет увеличения расхода воздуха (рис. 2.18). Чем меньше T_d , тем быстрее выходит двигатель на заданный режим по тяге.

2.7. ВЫВОД УРАВНЕНИЯ ТРД КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ НА ОСНОВЕ УРАВНЕНИЙ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И ПРОЕКТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УЗЛОВ

На первой стадии проектирования САУ двигателя, когда еще он не изготовлен, можно воспользоваться уравнениями ТРД как объекта регулирования, выведенными на основе уравнений термогазодинамического расчета и проектных характеристик турбокомпрессора [9, 10]. Рассмотрим вывод линейаризованных уравнений для одновального ТРД как объекта регулирования по частоте вращения. Для этого запишем вначале основные уравнения:

1. Уравнение движения ротора ТРД

$$J \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt} = M_T - M_K$$

2. Уравнение для момента, развиваемого турбиной,

$$M_T = \frac{L_T \cdot G_T}{\omega} = \frac{30}{\pi} \frac{G_T}{n} \frac{k_T}{k_T - 1} R_1 T_1^* \left[1 - \frac{1}{(\pi_T^*)^{(k_T - 1)/k_T}} \right] \eta_T$$

Для основных режимов работы ТРД можно принять:

$$\pi_T^* = \text{const}, \quad \eta_T = \text{const}$$

3. Уравнение для момента противодействия компрессора

$$M_K = \frac{L_K \cdot G_B}{\omega} = \frac{30}{\pi} \frac{G_B}{n} \frac{k}{k - 1} R_B T_B^* \left[(\pi_K^*)^{(k-1)/k} - 1 \right] \frac{1}{\eta_K}$$

При заданных внешних условиях можно принять: $\eta_K = \text{const}$,

$$T_B^* = \text{const}$$

4. Уравнение баланса расхода воздуха и газа $G_B \approx G_T$. Данное приближенное равенство отличается от истинного на величину расхода топлива, что составляет 2...3% от G_B .

5. Уравнение для расхода газа на входе в турбину (через сопловый аппарат)

$$G_T = m_{кр} F_{с а} q(\lambda_{с а}) \frac{\sigma_{к с} p_{в}^* \pi_{к}^*}{\sqrt{T_{г}^*}}$$

Давление $p_{в}^*$ задается и считается постоянным. При приближенных расчетах можно принять также:

$$\sigma_{к с} = \text{const}; \sigma_{с а} = \text{const}; \lambda_{с а} = 1; q(\lambda_{с а}) = 1.$$

6. Уравнение для температуры $T_{к}^*$:

$$T_{г}^* = T_{к}^* \left\{ (\pi_{к}^*)^{(k-1)/k} - 1 \right\} \frac{1}{\eta_k} + 1 \}$$

7. Уравнение для температуры $T_{г}^*$:

$$T_{г}^* = T_{к}^* + \frac{H_u \eta_{к с} G_T}{(C_p)_{ср} G_T}$$

8. Зависимость для определения $\pi_{к}^*$ задается графически по проектным характеристикам компрессора $\pi_{к}^* = \pi_{к}^*(G_B, n)$ с нанесенной на них линией совместной работы турбины и компрессора (рис. 2.19). Если сделать вертикальный разрез характеристик по линии совместной работы и откладывать соответствующие значения $\pi_{к}^*$ и n при $G_B = \text{const}$, то можно получить графическую зависимость: $\pi_{к}^* = \pi_{к}^*(n)$ (рис. 2.20), необ-

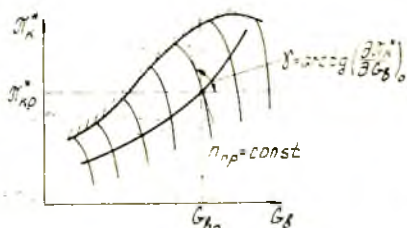


Рис. 2.19. Характеристика компрессора



Рис. 2.20. Зависимость степени повышения давления $\pi_{к}^*$ на компрессоре от частоты вращения n при различных значениях $G_B = \text{const}$

ходимую для дальнейших расчетов. Таким образом имеем 8 зависимостей с 9 переменными: n ; M_T ; M_k ; G_B ; G_T ; $\pi_{к}^*$; $T_{к}^*$; $T_{г}^*$; G_T . В качестве РП могут быть приняты n или $T_{г}^*$, а РФ один — G_T .

Представим записанную систему уравнений в малых отклонениях. Для этого рассмотрим отклонения переменных относительно установившихся их значений, которые примем за базовые значения.

Исходя из того, что $n = n_0 + \Delta n$, $M_T = (M_T)_0 + \Delta M_T$, $M_K = (M_K)_0 + \Delta M_K$ и $(M_T)_0 = (M_K)_0$, представим первое уравнение в виде

$$J \frac{\pi}{30} \frac{d \Delta n}{dt} = \Delta M_T - \Delta M_K.$$

Переходя к относительным переменным в последнем уравнении, получим

$$J \frac{\pi}{30} \frac{d \delta n}{dt} = K_1 (\delta M_T - \delta M_K), \quad (2.22)$$

где
$$K_1 = \frac{(M_K)_0}{n_0} = \frac{\pi}{30} \frac{(G_B)_0}{n_0^2} \frac{k}{k-1} \times \\ \times R_B T_B^* [(\pi_K^*)_0^{(k-1)/k} - 1] \frac{1}{\eta_K}.$$

Для упрощения линеаризации сложных выражений вначале прологарифмируем их, а затем произведем дифференцирование. Например, для второго уравнения после логарифмирования будем

$$\ln M_T = \ln \left\{ \frac{30}{\pi} \frac{k_T}{k_T-1} \cdot R_T \left[1 - \frac{1}{(\pi_T^*)^{(k_T-1)/k_T}} \right] \eta_T \right\} + \\ + \ln G_T - \ln n + \ln T_{T^*},$$

продифференцировав которое, получим

$$\frac{dM_T}{M_T} = \frac{dG_T}{G_T} - \frac{dn}{n} + \frac{dT_{T^*}}{T_{T^*}}.$$

Принимая, что отклонения параметров относительно базовых их значений будут малыми, последнее уравнение можно записать в следующем виде:

$$\frac{\Delta M_T}{(M_T)_0} = \frac{\Delta G_T}{(G_T)_0} - \frac{\Delta n}{n_0} + \frac{\Delta T_{T^*}}{(T_{T^*})_0}$$

или в относительных параметрах:

$$\delta M_T = \delta G_T - \delta n + \delta T_{T^*}. \quad (2.23)$$

Таким же образом можно преобразовать остальные уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \delta M_K &= \delta G_B - \delta n + K_2 \delta \pi_K^*, \\ \delta G_T &= \delta G_B, \\ \delta G_T &= \delta \pi_K^* - \delta T_{T^*}/2, \\ \delta T_{T^*} &= \delta T_{K^*} + \delta G_T - \delta G_T, \\ \delta T_{K^*} &= K_3 \delta \pi_K^*, \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

$$\text{где } K_2 = \frac{k-1}{k} \frac{(\pi_K^*)^{-1/k}}{(\pi_K^*)_0^{(k-1)/k-1}};$$

$$K_3 = \frac{k-1}{k \eta_K} \frac{(\pi_K^*)_0^{-1/k}}{[(\pi_K^*)_0^{(k-1)/k} - 1] / \eta_K + 1}.$$

Характеристика компрессора $\pi_K^* = \pi_K^*(G_B; n)$ линеаризуется

проведением касательных к кривым (рис. 2.19) в точках, соответствующих установившимся режимам:

$$\delta \pi_k^* = K_4 \delta G_B + K_5 \delta n, \quad (2.25)$$

где
$$K_4 = \left(\frac{\partial \pi_k^*}{\partial G_B} \right)_0 \frac{(G_B)_0}{(\pi_k^*)_0}; \quad K_5 = \left(\frac{\partial \pi_k^*}{\partial n} \right)_0 \frac{n_0}{(\pi_k^*)_0}.$$

Итак, получили 8 линеаризованных уравнений (2.22), (2.23), (2.24) и (2.25), в которых δG_T — независимая переменная, а δn — отклонение регулируемого параметра, относительно которого решим данную систему уравнений. В результате решения этих уравнений получим выражение вида (2.4), в котором постоянная времени определяется по формуле

$$T_d = J \frac{\pi}{30} \frac{1}{K_1} < \left[1 + \frac{K_2 K_4}{2(1-K_4)} \right] \left[\frac{2 K_3 (K_3 - 1)}{1 + K_4 (K_3 - 2)} \right] + \frac{K_2 K_5}{1 - K_4} >^{-1},$$

а коэффициент усиления двигателя

$$K_{nG} = \left[1 + \frac{K_2 K_4}{2(1-K_4)} \right] \left[\frac{2(1-K_4)}{1 + K_4 (K_3 - 2)} \right] < \left[1 + \frac{K_2 K_4}{2(1-K_4)} \right] \times \\ \times \left[\frac{2 K_3 (K_3 - 1)}{1 + K_4 (K_3 - 2)} + \frac{K_2 K_5}{1 - K_4} \right] >^{-1}.$$

При изменении режима работы двигателя будут изменяться величины коэффициентов, входящих в формулы для T_d и K_{nG} . Аналогично можно определить уравнения для других типов авиационных двигателей.

2.8. ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТРД С РЕГУЛИРУЕМЫМ СОПЛОМ

В ТРД с регулируемым соплом двум РФ (G_T и F_c) соответствуют два РП (n и T_r^*). По каждому из РП могут быть записаны уравнения динамики ТРД. При изменении G_T и F_c отклонение частоты вращения δn определяется уравнением

$$T_d \frac{d \delta n}{dt} + \delta n = K_{nG} \delta G_T + K_{nF} \delta F_c, \quad (2.26)$$

где $K_{nF} = \left(\frac{\partial n}{\partial F_c} \right)_0 \frac{F_{c \text{ баз}}}{n_{\text{оаз}}}$ — коэффициент усиления ТРД по частоте вращения при изменении F_c .

Коэффициент K_{nF} может быть определен с использованием моментных характеристик турбокомпрессора или по статической характеристике двигателя (рис. 2.21, 2.22). По мере дросселирования двигателя наклон касательных к кривой $n = n(F_c)$ увеличивается, а следовательно, увеличивается и коэффициент K_{nF} . Это связано с тем, что при переходе на докритические перепады давления на сопловом аппарате турбины (при малых зна-

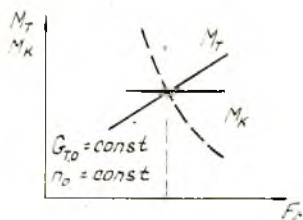


Рис. 2.21. Моментные характеристики ТРД по F_c при $G_{T0} = \text{const}$ и $n_0 = \text{const}$ (— — — линия установившихся режимов)

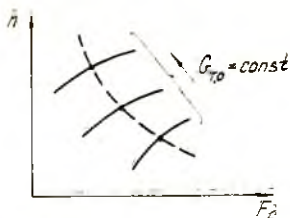


Рис. 2.22. Статические характеристики ТРД при изменении F_c при различных значениях $G_{T0} = \text{const}$ (— — — линия установившихся режимов)

чениях G_T) увеличение F_c приводит к снижению λ_k^* и соответственному уменьшению работы компрессора. Вследствие этого происходит большее увеличение частоты вращения по сравнению с режимами сверхкритического перепада давления на сопловом аппарате турбины.

Уравнение для определения отклонения δT_{T^*} при изменении G_T и F_c имеет вид

$$\delta T_{T^*} = K_{TG} \delta G_T + K_{Tn} \delta n + K_{TF} \delta F_c, \quad (2.27)$$

где $K_{TF} = \left(\frac{\partial T_{T^*}}{\partial F_c} \right)_{n_0} \frac{F_c \text{ баз}}{(T_{T^*})_{\text{баз}}}$ — коэффициент усиления двигателя по температуре T_{T^*} при изменении F_c . Коэффициент K_{TF} может быть определен по статической характеристике $T_{T^*} = T_{T^*}(F_c)$ (рис. 2.23). При критическом и сверхкритическом перепадах давления на сопловом аппарате турбины изменение F_c не приводит к отклонению T_{T^*} . При докритических перепадах давления наблюдается некоторое снижение T_{T^*} при увеличении F_c , что объясняется некоторым увеличением расхода воздуха. При $G_T = \text{const}$ увеличение G_b приводит к снижению T_{T^*} . Имея в виду, что сопловой аппарат турбины работает в основном на критических и сверхкритических режимах, можно пренебречь влиянием F_c на T_{T^*} . Тогда уравнение (2.27) примет вид равенства (2.16).

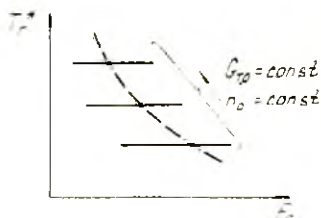


Рис. 2.23. Статическая характеристика ТРД при изменении F_c при различных значениях $G_{T0} = \text{const}$ и $n_0 = \text{const}$ (— — — линия установившихся режимов)

Для раздельного представления уравнения ТРД по T_{T^*} и n

решим совместно уравнения (2.4) и (2.26). В результате решения получим

$$T_d \frac{d\delta T_r^*}{dt} + \delta T_r^* = T_d K_{TG} \frac{d\delta G_T}{dt} + (K_{TG} + K_{Tn} \cdot K_{nG}) \times \\ \times \delta G_T + K_{Tn} \cdot K_{nF} \cdot \delta F_c. \quad (2.28)$$

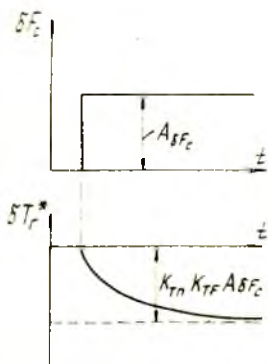


Рис. 2.24. Переходная характеристика ТРД по T_r^* при $G_T = \text{const}$ и ступенчатом изменении F_c

Так как $K_{Tn} < 0$, то увеличение F_c приводит при $n \neq \text{const}$ к снижению температуры T_r^* на установившихся режимах. При $G_T = \text{const}$ и ступенчатом увеличении F_c частота вращения увеличивается, а T_r^* уменьшается по экспоненте, определяемой постоянной времени двигателя T_d (рис. 2.24). Таким образом, ТРД с регулируемым соплом является двухмерным объектом регулирования, динамика которого описывается уравнениями (2.26) и (2.28).

2.9. ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ДВУХВАЛЬНОГО ТРД КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ

ТРД с нерегулируемым соплом имеет один РФ (G_T), а РП могут быть n_H , n_B или T_r^* . Так как роторы каскада низкого давления (НД) и высокого давления (ВД) двигателя имеют между собой только газодинамическую связь, то их движение при неустановившемся режиме описывается двумя уравнениями, вывод которых аналогичен уравнению динамики одновального ТРД:

$$T_{дн} \frac{d\delta n_H}{dt} + \delta n_H = K_{HG} \delta G_T + K_{HB} \delta n_B, \quad (2.29)$$

$$T_{дв} \frac{d\delta n_B}{dt} + \delta n_B = K_{BG} \delta G_T + K_{BH} \delta n_H, \quad (2.30)$$

где $T_{дн} = \frac{J_H (\pi/30)}{\left(\frac{\partial M_{KH}}{\partial n_H}\right)_0 - \left(\frac{\partial M_{TH}}{\partial n_H}\right)_0}$ — постоянная времени ротора НД;

$K_{HG} = \left(\frac{\partial n_H}{\partial G_T}\right)_0 \frac{G_T \text{ баз}}{n_H \text{ баз}}$ — коэффициент усиления ТРД по n_H при изменении G_T ;

$$K_{НВ} = \left(\frac{\partial n_{Н}}{\partial n_{В}} \right)_0 \left(\frac{n_{В \text{ баз}}}{n_{Н \text{ баз}}} \right) \quad \text{— коэффициент усиления ТРД по } n_{В} \text{ при изменении } n_{В};$$

$$T_{дВ} = \frac{J_{В} (\pi/30)}{\left(\frac{\partial M_{кД}}{\partial n_{В}} \right) - \left(\frac{\partial M_{ТВ}}{\partial n_{В}} \right)} \quad \text{— постоянная времени ротора ВД;}$$

$$K_{ВГ} = \left(\frac{\partial n}{\partial G_{Т}} \right)_0 \frac{G_{Т \text{ баз}}}{n_{В \text{ баз}}} \quad \text{— коэффициент усиления ТРД по } n_{В} \text{ при изменении } G_{Т};$$

$$K_{ВН} = \left(\frac{\partial n_{В}}{\partial n_{Н}} \right) \frac{n_{Н \text{ баз}}}{n_{В \text{ баз}}} \quad \text{— коэффициент усиления ТРД по } n_{В} \text{ при изменении } n_{Н}.$$

По виду уравнений (2.29) и (2.30) можно утверждать, что частота вращения одного из роторов является возмущающим воздействием по отношению к частоте вращения другого ротора. Постоянные времени $T_{дН}$, $T_{дВ}$ и коэффициенты усиления $K_{НГ}$, $K_{ВГ}$, $K_{НВ}$, $K_{ВН}$ определяются по экспериментальным или расчетным моментным и статическим характеристикам. Характер изменения постоянных времени и коэффициентов $K_{НГ}$ и $K_{ВГ}$ аналогичен одновальному ТРД. С увеличением $n_{В}$ повышается приращение момента на турбине НД и, следовательно, повышается $n_{Н}$. Физически это объясняется тем, что при увеличении $n_{В}$ повышается отсос воздуха из-за компрессора НД, перепад давления на нем и его момент противодействия уменьшаются. Появившийся при этом избыточный момент на турбине НД приводит к увеличению $n_{Н}$.

2.10. ТВД КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Уравнение движения одновального ТВД выводится, как и для ТРД. Уравнение баланса моментов на роторе двигателя выражается зависимостью

$$\frac{\pi}{30} J \frac{dn}{dt} = M_{тк} - M_{в}, \quad (2.31)$$

где n — частота вращения турбокомпрессора двигателя; $M_{тк} = M_{т} - M_{к}$ — избыточный крутящий момент на турбокомпрессоре; $M_{в}$ — момент сопротивления винта, приведенный к ротору турбокомпрессора. Крутящий момент $M_{тк}$ зависит от частоты вращения n , расхода топлива $G_{т}$ и внешних условий. При постоянных внешних условиях можно записать

$$M_{тк} = M_{тк}(n, G_{т}).$$

Момент сопротивления винта $M_{в}$ зависит от частоты враще-

ния винта, угла установки лопасти и внешних условий (рис. 2.25). При постоянных внешних условиях имеем:

$$M_B = M_B(n, \varphi).$$

Уравнение (2.31) после линеаризации характеристик $M_{TK}(n, G_T)$, $M_B(n, \varphi_B)$ можно представить в малых отклонениях в следующем виде:

$$T_d \frac{d \delta n}{dt} + \delta n = K_{nG} \delta G_T + K_{n\varphi} \delta \varphi_B. \quad (2.32)$$

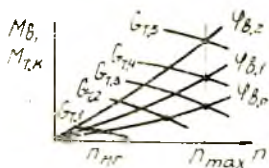


Рис. 2.25. Моментные характеристики винта и турбокомпрессора ТВД

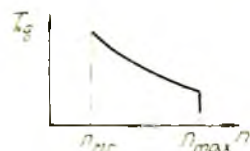


Рис. 2.26. Зависимость постоянной времени ТВД T_d от частоты вращения

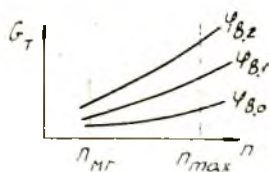


Рис. 2.27. Дроссельные характеристики ТВД при различных углах установки лопасти винта $\varphi_B = \text{const}$

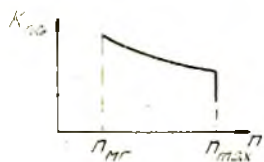


Рис. 2.28. Зависимость коэффициента усиления ТВД как объекта регулирования по расходу топлива от частоты вращения

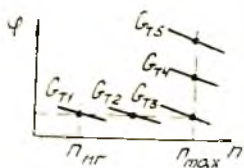


Рис. 2.29. Статическая характеристика ТВД по углу установки лопасти винта при различных значениях $G_T = \text{const}$

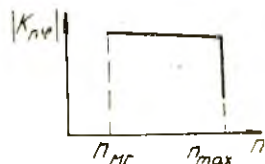


Рис. 2.30. Зависимость коэффициента усиления ТВД как объекта регулирования по углу установки лопасти винта φ_B от частоты вращения

Постоянную времени двигателя T_d (рис. 2.26) можно определить по моментным характеристикам, воспользовавшись формулой

$$T_d = \frac{J \frac{\pi}{30}}{\left(\frac{\partial M_B}{\partial n}\right)_0 - \left(\frac{\partial M_{TK}}{\partial n}\right)_0},$$

а коэффициенты усиления K_{nG} и $K_{n\varphi}$ — по статическим характеристикам (рис. 2.27) — (2.30):

$$K_{nG} = \left(\frac{\partial n}{\partial G_T}\right)_0 \frac{G_{T \text{ баз}}}{n_{\text{баз}}}; \quad K_{n\varphi} = \left(\frac{\partial n}{\partial \varphi_n}\right)_0 \frac{\varphi_{\text{баз}}}{n_{\text{баз}}}.$$

Из рис. 2.25 видно, что по мере дросселирования двигателя разность $\left(\frac{\partial M_B}{\partial n}\right)_0 - \left(\frac{\partial M_{TK}}{\partial n}\right)_0$, характеризующая углом между касательными к кривым $M_B(n)$ и $M_{TK}(n)$, в точке их пересечения уменьшается. Следовательно, постоянная времени T_d возрастает, достигая максимальной величины на режиме малого газа. Постоянная времени T_d ТВД так же, как и у ТРД, зависит от внешних условий. С ростом высоты и снижением скорости полета T_d возрастает. Характер изменения коэффициента усиления K_{nG} по частоте вращения такой же, как для постоянной времени T_d двигателя. Коэффициент $K_{n\varphi}$ является величиной отрицательной. С увеличением φ частота вращения n уменьшается при $G_T = \text{const}$.

Уравнение динамики ТВД относительно регулируемого параметра T_r^* может быть получено так же, как и для ТРД с использованием уравнения для камеры сгорания:

$$\delta T_r^* = K_{TG} \delta G_T + K_{Tn} \delta n. \quad (2.33)$$

Решив совместно уравнения (2.32) и (2.33) относительно температуры T_r^* , получим

$$T_d \frac{d \delta T_r^*}{dt} + \delta T_r^* = K_{TG} T_d \frac{d \delta G_T}{dt} + (K_{TG} + K_{nG} K_{Tn}) \delta G_T + K_{n\varphi} K_{Tn} \delta n. \quad (2.34)$$

Характер изменения температуры зависит не только от величины отклонения расхода топлива δG_T , но и от скорости изменения подачи топлива.

Уравнение динамики двухвального ТВД можно получить аналогично:

$$T_{TK} \frac{d \delta n_{TK}}{dt} + \delta n_{TK} = K_{TK} \delta G_T, \quad (2.35)$$

$$T_{2B}^2 \frac{d^2 \delta n_B}{dt^2} + T_{1B} \frac{d \delta n_B}{dt} + \delta n_B = T_G \frac{d \delta G_T}{dt} + K_B \delta G_T +$$

$$+ T_{\varphi} \frac{d\delta\varphi_{в}}{dt} + K_{\varphi} \delta\varphi_{в}. \quad (2.36)$$

Уравнение (2.35) описывает движение турбокомпрессора, а (2.36) — движение ротора свободной турбины ТВД.

Из уравнений следует, что режим работы турбокомпрессора не зависит от работы ротора свободной турбины и, наоборот, работа системы турбина НД — винт определяется режимом работы турбокомпрессора. Изменять частоту вращения $n_{тк}$ можно, лишь изменив расход топлива. Изменять же частоту вращения $n_{в}$ можно путем изменения как $G_{т}$, так и φ . Причем частота вращения зависит не только от самих регулирующих факторов, но и их производных.

2.11. СТАТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ ТРД

До сих пор ТРД рассматривали как объект регулирования, не учитывая характеристики системы топливопитания двигателя. Известно, что система подачи топлива оказывает существенное влияние на статические и динамические характеристики двигателя. Для анализа этого влияния выведем основные зависимости, связывающие параметры системы топливопитания ТРД.

В топливную систему двигателя входят следующие основные агрегаты (рис. 2.31): топливный насос (ТН); дроссельный кран (ДК); распределитель топлива (РТ); топливные форсунки (ТФ). Помимо этих агрегатов в топливную систему входят топ-

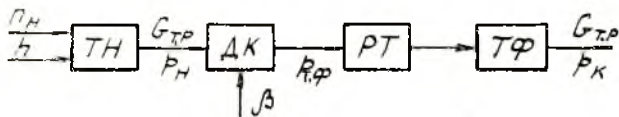


Рис. 2.31. Функциональная схема системы топливопитания двигателя

ливные баки, распределители топлива по отсекам баков, подкачивающие топливные насосы, топливные фильтры, топливно-масляные радиаторы и другие агрегаты. На упрощенной схеме (см. рис. 2.31) системы топливопитания приняты обозначения:

- n_n — частота вращения привода насоса;
- h — координата регулирующего органа насоса;
- p_n — давление на выходе из насоса;
- $G_{тр}$ — располагаемый расход топлива;
- β — координата иглы дроссельного крана;

$p_{\text{ф}}$ — давление на входе в форсунки;
 $p_{\text{к с}}$ — давление в камере сгорания.

Топливный насос приводится во вращение от ротора двигателя, поэтому $n_{\text{н}}$ однозначно связано с частотой вращения ротора n . Статические характеристики топливной системы определяются в виде зависимости $G_{\text{тр}} = f(n_{\text{н}}, h, \beta, p_{\text{к с}})$. При этом предполагается, что характеристики отдельных агрегатов заданы. Определим эту зависимость для топливных систем с насосами различного типа.

Пусть дана топливная система с плунжерным топливным насосом (рис. 2.32). Расход топлива из насоса пропорционален частоте вращения $n_{\text{н}}$ и координате регулирующего органа (наклонной шайбы) h . Чем больше $n_{\text{н}}$ и h , тем больше располагаемый расход топлива $G_{\text{тр}}$. Идеальная статическая характеристика насоса представляет собой наклонные прямые, выходящие из начала координат, причем чем больше h , тем больше наклон статической характеристики. Расход топлива на выходе из реального насоса меньше, чем у идеального, на величину внутренних утечек в насосе. Чем больше $p_{\text{н}}$, тем больше утечки и тем соответственно меньше $G_{\text{тр}}$ при данных $n_{\text{н}}$ и h (рис. 2.33).

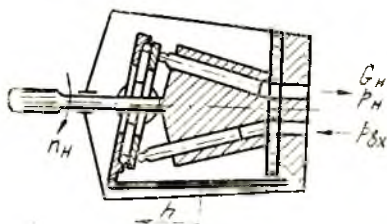


Рис. 2.32. Принципиальная схема плунжерного топливного насоса

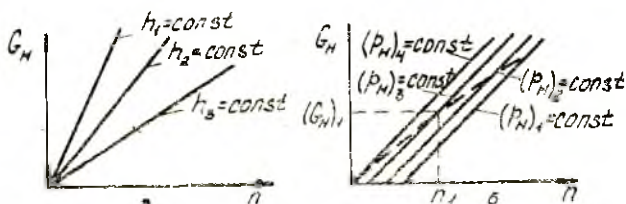


Рис. 2.33. Статическая характеристика идеального плунжерного насоса (а) при различных положениях управляющего органа h ($h_1 > h_2 > h_3$) и реального насоса (б) при $h = \text{const}$ и различных давлениях $p_{\text{н}}$; $(p_{\text{н}})_1 > (p_{\text{н}})_2 > (p_{\text{н}})_3 > (p_{\text{н}})_4$

Статическая характеристика дроссельного крана (рис. 2.34, 2.35) представляет собой семейство кривых, соответствующих различным положениям β дроссельной иглы. Статическая характеристика топливных форсунок с распределителями топлива представляет собой ломаную кривую (рис. 2.36), излом которой соответствует включению форсунок второго контура.

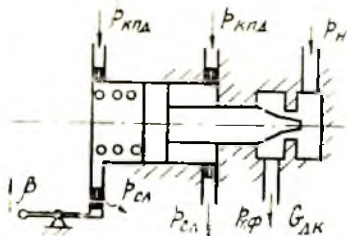


Рис. 2.34. Принципиальная схема дроссельного крана

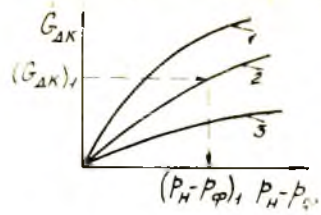


Рис. 2.35. Статическая характеристика дроссельного крана при различных значениях β : 1, 2, 3 — $\beta_1, \beta_2, \beta_3 = \text{const}$ соответственно ($\beta_1 > \beta_2 > \beta_3$)

Для построения статической характеристики системы топливопитания задаются определенными значениями $p_{к с}$ и $p_{ф} - p_{к с}$. По статической характеристике форсунок (рис. 2.36) определяют расход топлива $G_{т р}$, соответствующий заданному $p_{ф} - p_{к с}$. Так как расход топлива через ТФ, РТ, ДК и ТН одинаков, то из статической характеристики для определенного значения β определяется по $G_{т р}$ перепад давления на форсунках $p_{н} - p_{ф}$. Зная $p_{ф}$, определяют требуемое значение $p_{н}$. При известных $p_{н}$ и $G_{т р}$ по графику на рис. 2.36 определяют частоту вращения n . Задаваясь рядом значений $p_{ф} - p_{к с}$ при $p_{к с} = \text{const}$, $\beta = \text{const}$, строят статические характеристики системы топливопитания (рис. 2.37) для различных значений $h = \text{const}$, характеризующих наклон статических характеристик T_{II} . Кривые располагаемых расхо-

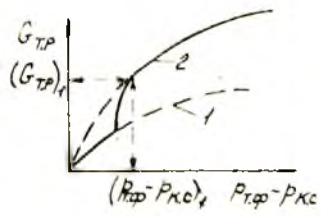


Рис. 2.36. Статическая характеристика топливных форсунок: 1 — для I контура форсунок; 2 — для I и II контура форсунок

для различных значений $h = \text{const}$, характеризующих наклон статических характеристик T_{II} . Кривые располагаемых расхо-

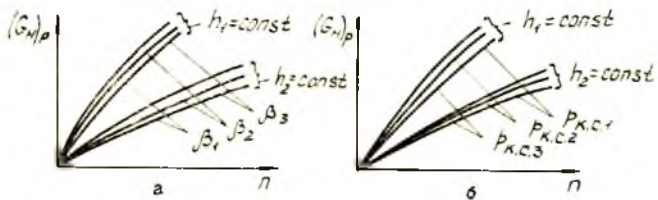


Рис. 2.37. Статическая характеристика системы топливопитания двигателя с плунжерным топливным насосом при постоянном давлении $p_{к с} = \text{const}$ и различных значениях $\beta = \text{const}$ ($\beta_1 > \beta_2 > \beta_3$) (а) и при постоянном значении $\beta = \text{const}$ и различных постоянных значениях $p_{к с} = \text{const}$ ($p_{к с 1} > p_{к с 2} > p_{к с 3}$) (б)

дов $G_{\text{тр}}$ при $h = \text{const}$ мало изменяются при изменении \dot{p}_n , т. е. расход топлива слабо зависит от $p_{\text{к с}}$ и β . Поэтому для систем с плунжерным ТН можно считать, что $G_{\text{тр}}$ зависит практически от n и h , т. е. $G_{\text{тр}} = G_{\text{тр}}(n, h)$.

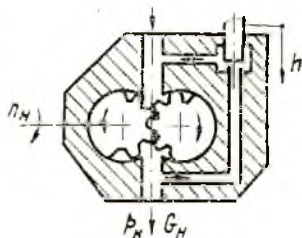


Рис. 2.38. Принципиальная схема шестеренного топливного насоса

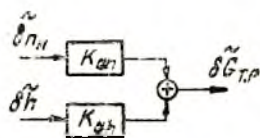


Рис. 2.39. Структурная схема системы топливопитания двигателя при $\beta = \text{const}$, $p_{\text{к с}} = \text{const}$

Статическая характеристика системы топливопитания с шестеренным топливным насосом (рис. 2.38) зависит от всех входных параметров: n , h , β , $p_{\text{к с}}$. При увеличении $p_n = p_n(\beta, p_{\text{к с}})$ увеличивается перетечка топлива через клапан перепуска топливного насоса, т. е. располагаемый расход топлива уменьшается. Если $p_{\text{к с}} = \text{const}$ и $\beta = \text{const}$, то $G_{\text{тр}}$ зависит только от n и h , как и в случае системы с плунжерным топливным насосом. Рассматривая отклонения параметров относительно установленных значений, можно записать следующее уравнение для системы топливопитания:

$$\delta G_{\text{тр}} = K_{Gn} \delta n_n + K_{Gh} \delta h,$$

где $\delta G_{\text{тр}} = \frac{\Delta G_{\text{тр}}}{(G_{\text{тр}})_0}$ — относительное изменение располагаемого расхода топлива; $\delta n = \Delta n/n_0$ — относительное изменение частоты вращения привода ТН; $\delta h = \Delta h/h_0$ — относительное изменение координаты регулирующего органа; $K_{Gn} = (\delta G_{\text{тр}} / \delta n_n) (n_{n0} / (G_{\text{тр}})_0)$ — коэффициент усиления системы топливопитания по частоте вращения привода ТН; $K_{Gh} = (\delta G_{\text{тр}} / \delta h) (h_0 / (G_{\text{тр}})_0)$ — коэффициент усиления системы топливопитания по координате регулирующего органа.

Таким образом, если не учитывать упругие и инерционные свойства системы топливопитания, ее можно представить в виде параллельного соединения двух пропорциональных звеньев (рис. 2.39).

2.12. ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ТРД С ПРИВОДНЫМ ТОПЛИВНЫМ НАСОСОМ

Уравнение динамики одновального ТРД с приводным ТН можно получить, если решить совместно уравнения ТРД и системы топливопитания:

$$\left. \begin{aligned} T_d \frac{d\delta n}{dt} + \delta n &= K_{nG} \delta G_T, \\ \delta G_{Tp} &= K_{Gn} \delta n_n + K_{Gh} \delta h. \end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

Так как выходной параметр системы топливопитания δG_{Tp} является входным параметром δG_T для ТРД, то $\delta G_{Tp} = \delta G_T$. Предполагая, что характеристика ТН построена по частоте вращения ротора двигателя, можно записать $\delta n = \delta n_n$. Решив систему уравнений (2.37) с учетом принятых замечаний, получим

$$T_d' \frac{d\delta n}{dt} + \delta n = K_{nh} \delta h,$$

где $T_d' = \frac{T_d}{1 - K_{nG} K_{Gn}}$

— постоянная времени ТРД с приводным ТН;

$$K_{nh} = \frac{K_{nG} K_{Gh}}{1 - K_{nG} K_{Gn}}$$

— коэффициент усиления ТРД с приводным ТН по координате регулирующего органа.

Так как частота вращения δn является входным параметром системы топливопитания, а δG_T — выходным параметром, то она оказывается включенной в цепь обратной связи системы (рис. 2.40). Причем обратная связь является положительной, так как с увеличением частоты вращения увеличивается расход топлива ($K_{Gn} > 0$). Значения коэффициентов $K_{nG} = \left(\frac{\partial n}{\partial G_T} \right)_0 \times$

$\times \left(\frac{G_{T0}}{n_0} \right)$, $K_{Gn} = \left(\frac{\partial G_{Tp}}{\partial n} \right)_0 \frac{n_0}{(G_{Tp})_0}$ определяются как углы наклона касательных к кривым потребного и располагаемого расходов топлива в точках, соответствующих равенству $(G_T)_0 = (G_{Tp})_0$

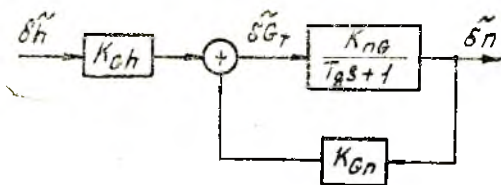


Рис. 2.40. Структурная схема ТРД с приводным топливным насосом

на заданных установившихся режимах (рис. 2.41). Произведение $K_{nG} \cdot K_{Gn}$ можно представить в виде отношения $K_{nG} \cdot K_{Gn} = (\partial G_{T.p} / \partial n)_0 / (\partial G_T / \partial n)_0$. Из кривых статических характеристик ТРД и системы топливопитания ясно, что при $n > n_{гр}$ углы наклона касательных к кривым $G_{T.p} = G_{T.p}(n)$ меньше, чем углы наклона касательных к кривой $G_T = G_T(n)$. Поэтому при $n > n_{гр}$, $K_{nG} \cdot K_{Gn} < 1$ и ТРД с приводным ТН имеет положительное значение коэффициента усиления K_{nh} и постоянной времени T_d' (рис. 2.42). В точке, соответствующей $n = n_{гр}$ углы наклона

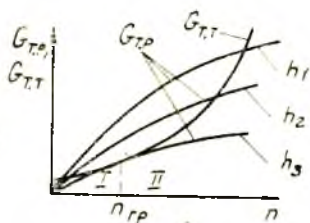


Рис. 2.41. Совмещенная дроссельная характеристика ТРД и статическая характеристика системы топливопитания двигателя с приводным топливным насосом при различных положениях управляющего органа $h_i = \text{const}$ ($h_1 > h_2 > h_3$)

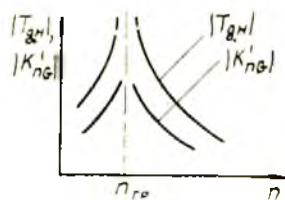


Рис. 2.42. Зависимость постоянной времени и коэффициента усиления ТРД с приводным топливным насосом как объекта регулирования

касательных к кривым совпадают и $K_{nG} K_{Gn} = 1$. При этом $K_{nh} = \infty$ и $T_d' = \infty$, что соответствует границе устойчивости. При $n < n_{гр}$ будем иметь $K_{Gn} K_{nG} > 1$ и $K_{nh} < 0$, $T_d' < 0$, т. е. при $n < n_{гр}$ ТРД с приводным ТН как объект регулирования является неустойчивым. Потеря устойчивости ТРД объясняется наличием положительной обратной связи по приводному топливному насосу. Степень устойчивости двигателя зависит от взаимного расположения кривых располагаемого и требуемого расхода топлива.

В случае двухвального ТРД такая положительная обратная связь также приводит к уменьшению запаса и потере его устойчивости. Однако, имея в виду меньший диапазон изменения частоты вращения ротора ВД, можно так подобрать характеристики располагаемых и требуемых расходов, что при приводе ТН от ротора ВД двигатель будет устойчив на всех режимах работы. Поэтому стремятся привод ТН осуществлять от ротора ВД, что представляет собой определенные трудности.

Для исключения влияния топливной системы на собственную устойчивость двигателя необходимо, чтобы расход топлива

в двигателе не зависел от частоты вращения n , а определялся только параметрами β и h . Это можно осуществить установкой в систему регуляторов расхода топлива.

3. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

3.1. СИСТЕМЫ РУЧНОГО УПРАВЛЕНИЯ ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА ДВИГАТЕЛЯ

САР частоты вращения является основной системой регулирования практически всех типов авиационных двигателей. Это связано с тем, что частота вращения ротора двигателя однозначно характеризует его тягу, динамическую и тепловую напряженность в узлах и может быть измерена с достаточно высокой точностью. Создание всережимной САР частоты вращения, удовлетворяющей жестким требованиям по статической и динамической точности, является сложной задачей. Это объясняется тем, что динамические свойства двигателя как объекта регулирования в значительной степени зависят от режима его работы и внешних условий. Задача создания САР частоты вращения упрощается, если ограничить область ее работы основными режимами, где требуется высокая точность регулирования n . На многих двигателях САР работает в диапазоне $n_{нар} - n_{мах}$, где $n_{нар}$ — частота вращения ротора двигателя, начиная с которой вступает в работу регулятор. В диапазоне $n_{мг} - n_{нар}$, где потребность в автоматическом регулировании невелика, применяется система ручного управления n .

В системе ручного управления частотой вращения ротора двигателя изменение n осуществляется заданием расхода топлива. Двигатель с приводным топливным насосом является неустойчивым вследствие положительной обратной связи по n в топливной системе. Устойчивость двигателя при этом может быть обеспечена установкой в топливной системе регулятора расхода топлива, который при неизменной настройке поддерживает постоянный расход G_T . Поддержание заданного G_T производится по косвенным параметрам. Такими параметрами являются давление топлива на выходе из топливного насоса (перед дроссельным краном) p_n и перепад давления на дроссельном кране $\Delta p_{дк} = p_n - p_T$. Следовательно, системы ручного управления частотой вращения двигателя могут быть построены на основе регулятора давления p_n или регулятора перепада давления. Рассмотрим принципиальные схемы и действие систем ручного управления n с указанными типами регуляторов.

На любом режиме работы двигателя расход топлива через дроссельный кран определяется зависимостью

$$G_{дк} = (\mu F)_{дк} \sqrt{2\rho(p_n - p_{тф})} \quad (3.1)$$

и равен расходу топлива через топливные форсунки

$$G_{тф} = (\mu F)_{тф} \sqrt{2\rho(p_{тф} - p_{кс})}. \quad (3.2)$$

Приравнявая выражения (3.1) и (3.2) и исключая из уравнений $p_{тф}$, получим

$$G_T = \sqrt{\frac{(\mu F)_{дк}^2}{1 + (\mu F)_{дк}^2 / (\mu F)_{тф}^2}} \cdot \sqrt{2\rho(p_n - p_{кс})}. \quad (3.3)$$

Из формулы (3.3) следует, что при $\alpha_{руд} = \text{const}$ и $((\mu F)_{дк} = \text{const})$ расход топлива будет постоянным, если поддерживать $p_n = \text{const}$.

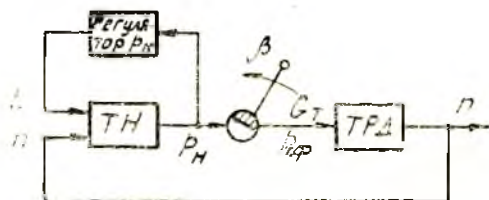


Рис. 3.1. Укрупненная функциональная схема системы ручного управления частотой вращения ротора ТРД с регулятором давления $p_n = \text{const}$

Для поддержания заданного значения p_n применяется регулятор давления (рис. 3.1). Изменение режима работы двигателя

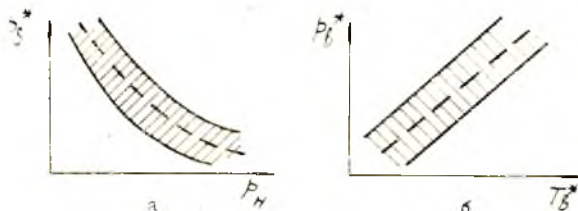


Рис. 3.2. Зависимость давления p_n^* от p_n (а) и p_n^* от $T_в^*$ (б) при наиболее вероятных сочетаниях этих параметров в полете

производится изменением площади проходного сечения дроссельного крана $(\mu F)_{дк}$. При действии на двигатель возмущающих факторов система ручного управления не поддерживает заданное значение p_n . Поэтому в систему иногда вводят коррекцию по внешним условиям ($p_n, p_n^*, T_в^*$). Обычно вводят кор-

рекцию по наиболее сильно влияющему фактору, которым является p_v^* . Действия p_n и T_v^* могут быть учтены в соответствии с полем характеристик $p_v^* = p_v^*(p_n)$ и $p_v^* = p_v^*(T_v^*)$ (рис.3.2,а,б), построенных для наиболее вероятных сочетаний этих факторов в полете. Рассмотрим работу такой системы ручного управления. На графике (рис. 3.3) приведены кривые требуемых расходов топлива для двух высот при одной и той же скорости полета. Точки пересечения кривых требуемого расхода и кривой располагаемого расхода соответствуют установившимся режимам. Из кривых видно, что с увеличением высоты полета при постоянном расходе топлива частота вращения n растет. Для компенсации этого изменения n в регулятор введено корректирующее устройство (рис. 3.4). При уменьшении p_v^* анероидная коробка разожмется, нарушится равновесие сил, действующих на рычаг 2 и он повернется против часовой стрелки. Заслонка 3 откроет сопло 4, что приведет к уменьшению давления в пружинной полости силового цилиндра 7 и перемещению поршня влево. При этом уменьшается угол

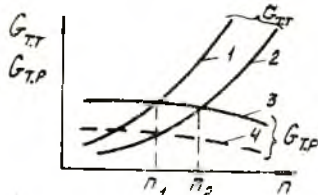


Рис. 3.3. Зависимости требуемого $G_{тп}$ и располагаемого $G_{тр}$ расхода топлива в двигателе от частоты вращения: 1 — $H_1 = \text{const}$; 2 — $H_2 = \text{const}$, ($H_1 > H_2$); 3 — $p_{v1}^* = \text{const}$; 4 — $p_{v2}^* = \text{const}$, ($p_{v1}^* > p_{v2}^*$)

направления стрелки. Заслонка 3 откроет сопло 4, что приведет к уменьшению давления в пружинной полости силового цилиндра 7 и перемещению поршня влево. При этом уменьшается угол

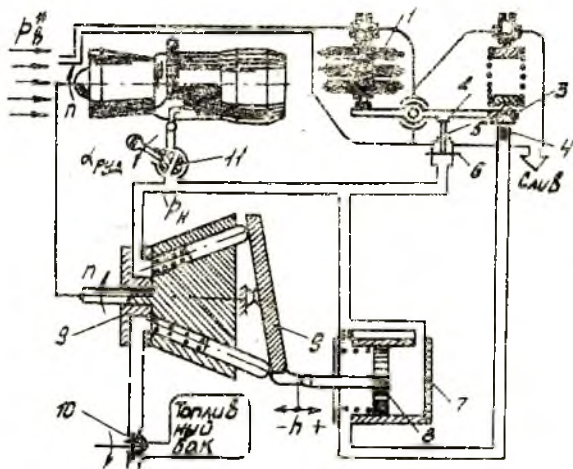


Рис. 3.4. Принципиальная схема системы ручного управления частотой вращения двигателя с компенсацией по внешним условиям

наклонной шайбы топливного насоса, соответственно уменьшается производительность насоса $G_{\text{н}}$, давление $p_{\text{н}}$, что приведет к снижению $G_{\text{т}}$ и восстановлению частоты вращения. При уменьшении $p_{\text{н}}$ мембрана 6 прогнется вниз, возвращая сплюс-заслонку в исходное положение.

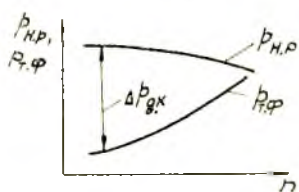


Рис. 3.5. Зависимость требуемого давления на входе в форсунки $p_{\text{тф}}$ и располагаемого давления на выходе из топливного насоса $p_{\text{нр}}$ от частоты вращения ротора двигателя n

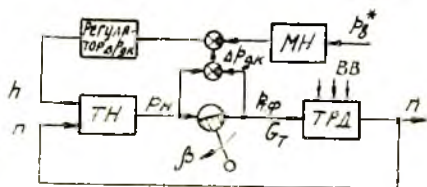


Рис. 3.6. Укрупненная функциональная схема системы ручного управления частотой вращения ротора двигателя с регулятором перепада давления $\Delta p_{\text{дк}}$

Недостатком такой системы ручного управления n является большой перепад давления на дроссельном кране на пониженных режимах работы двигателя (рис. 3.5). При таком большом перепаде давления $\Delta p_{\text{дк}}$ требуется точная профилировка дроссельной иглы, топливный насос работает на максимальном режиме по давлению, что снижает надежность системы. Кроме того, не учитываются возможные изменения $p_{\text{к}}$, $(\mu F)_{\text{тф}}$, $(\mu F)_{\text{дк}}$, что снижает точность задания n . Поэтому чаще применяются системы ручного управления n на основе регулятора постоянного перепада давления на дроссельном кране (рис. 3.6). Расход топлива через дроссельный кран определяется формулой

$$G_{\text{т}} = (\mu F)_{\text{дк}} \sqrt{2 \rho \Delta p_{\text{дк}}} \quad (3.4)$$

Если поддерживать $\Delta p_{\text{дк}} = \text{const}$, то расход топлива в двигатель будет определяться лишь площадью дроссельного крана $(\mu F)_{\text{дк}}$. Система ручного управления с таким регулятором (см. рис. 3.6) более точна из-за отсутствия влияния $p_{\text{к}}$ и изменения характеристик форсунок в процессе эксплуатации. В такой системе меньше нагрузки на топливный насос вследствие более низкого

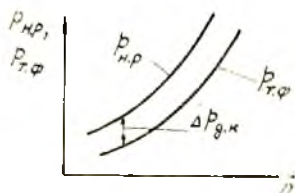


Рис. 3.7. Зависимость требуемого давления на входе в форсунки $p_{\text{тф}}$ и располагаемого давления на выходе из топливного насоса $p_{\text{нр}}$ от частоты вращения ротора двигателя n

требуемого давления на выходе из него на пониженных режимах работы двигателя (рис. 3.7).

3.2. РЕГУЛЯТОРЫ РАСХОДА ТОПЛИВА, ПОСТРОЕННЫЕ НА ПРИНЦИПЕ ПОДДЕРЖАНИЯ ПОСТОЯННОГО ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ

Практически все регуляторы расхода топлива, применяемые в системах управления авиационных двигателей, действуют на принципе поддержания заданного перепада давления на дроссельном кране. Это объясняется простотой таких регуляторов и достаточно высокой их точностью. Регуляторы расхода могут быть прямого и непрямого действия. Рассмотрим принципиальную схему, действие и уравнения динамики регулятора прямого действия (рис. 3.8). Предположим, что в топливной системе

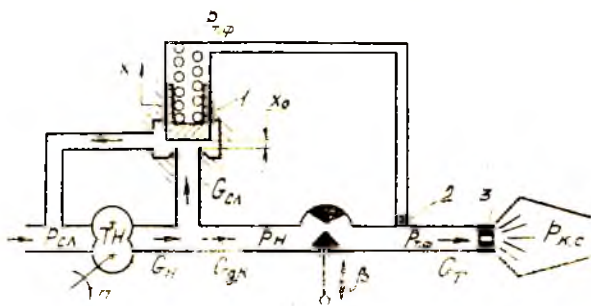


Рис. 3.8. Расчетная схема регулятора расхода топлива прямого действия

установлен шестеренный насос с производительностью G_n , определяемой конструктивными параметрами насоса и частотой вращения его привода. Расход топлива через дроссельный кран определяется по формуле (3.4). Поддерживая $\Delta p_{дк} = \text{const}$, регулятор поддерживает $G_t = \text{const}$ с точностью, определяемой статической погрешностью регулятора. Пусть давление на выходе из дроссельного крана $p_{тф}$ уменьшилось. Это приведет к увеличению $\Delta p_{дк}$ и соответственно к увеличению G_t . Давление в пружинной полости регулятора уменьшается; изменяется равновесие сил, действующих на золотник 1, и он перемещается вверх, увеличивая расход топлива на слив. При этом давление p_n и перепад давления $\Delta p_{дк}$ уменьшается и расход топлива восстанавливается. Вследствие того, что при новом установившемся положении золотник расположен несколько выше исходного положения, то для компенсации усилия на поджатие пружины требуется дополнительное приращение $\Delta p_{дк}$, которое

определяет статическую ошибку регулятора $(\Delta \hat{G}_T)_{ст}$ (рис. 3.9).

При выводе уравнений динамики регулятора предполагаем, что динамические процессы протекают достаточно медленно и можно пренебречь влиянием инерционных сил в регуляторе, сухое трение в подвижных элементах отсутствует, гидродинамические силы малы по сравнению с силами давления жидкости. Тогда система уравнений, описывающих динамические процессы в регуляторе, запишется в виде

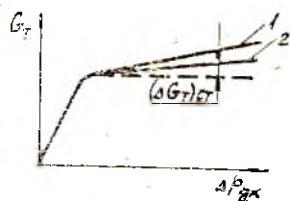


Рис. 3.9. Статическая характеристика регулятора расхода топлива прямого действия: 1 — при $(F_3/\gamma_{np})_1$; 2 — при $(F_3/\gamma_{np})_2$, причем $(F_3/\gamma_{np})_2 > (F_3/\gamma_{np})_1$

1. $F_3(p_n - p'_{тф}) - (N_{np})_0 - \gamma_{np} x = 0$ — баланс сил, действующих на золотник;
2. $p'_{тф} - p_{тф} = R_{др} G_{др}$ — расход жидкости через линейный дроссельный пакет 2;
3. $G_{др} = G_3$ — баланс расхода жидкости в пружинную полость золотника;
4. $G_3 = F_3 \rho (dx/dt)$ — расход жидкости, обусловленной перемещением золотника;
5. $G_n = G_n(p_n, n)$ — топливный насос;
6. $G_n = G_{сл} + G_{дк}$ — баланс расхода топлива на выходе из насоса;
7. $G_{сл} = \mu_3 \pi d_c x \sqrt{2\rho(p_n - p_{сл})}$ — расход топлива на слив через золотник;
8. $G_{дк} = (\mu F)_{дк} \sqrt{2\rho(p_n - p_{тф})}$ — расход топлива через дроссельный кран;
9. $(\mu F)_{дк} = f(\beta)$ — изменение площади проходного сечения дроссельного крана в зависимости от β ;
10. $G_T = (\mu F)_{тф} \sqrt{2\rho(p_{тф} - p_{кс})}$ — расход топлива через топливные форсунки;
11. $G_T = G_{дк}$ — баланс расхода топлива через дроссельный кран и топливные форсунки.

В этих уравнениях приняты следующие обозначения: F_3 — площадь торца золотника; $p'_{тф}$ — давление в пружинной

полости золотника: $(N_{\text{пр}})_0$ — усилие первоначальной затяжки пружины; $R_{\text{др}}$ — гидравлическое сопротивление дроссельного пакета; $G_{\text{др}}$ — массовый расход жидкости через дроссельный пакет; μ_3 — коэффициент расхода золотника; d_c — диаметр седла золотникового канала.

Воспользовавшись методом малых отклонений, можно преобразовать систему из 11 уравнений к следующей форме в относительных параметрах [11]:

$$\begin{aligned} T_3 \frac{d\delta x}{dt} + \delta x &= K_1 \delta p_n - K_2 \delta p_{\tau\phi}; \\ \delta G_n &= \delta n; \\ \delta G_n &= K_3 \delta G_{\text{сл}} + K_4 \delta G_{\text{дк}}; \\ \delta G_{\text{сл}} &= \delta x + K_5 \delta p_n; \\ \delta G_{\text{дк}} &= K_6 \delta \beta + K_7 \delta p_n - K_8 \delta p_{\tau\phi}; \\ \delta G_{\tau} &= K_9 \delta p_{\tau\phi}; \\ \delta G_{\tau} &= \delta G_{\text{дк}}, \end{aligned} \quad (3.5)$$

где $T_3 = (F_3^2 R_{\text{др}} \rho) / \gamma_{\text{пр}}$ — постоянная времени демпфированного золотника; $K_1 = F_3 p_{\text{н}0} / \gamma_{\text{пр}} x_0$; $K_2 = F_3 \rho \phi_0 / \gamma_{\text{пр}} x_0$ — коэффициенты передачи золотника как аperiodического типового звена; $K_3 = \frac{(G_{\text{сл}})_0}{(G_n)_0}$; $K_4 = \frac{(G_{\tau})_0}{(G_n)_0}$ — коэффициенты относительных значений расхода топлива на слив и в камеру сгорания; $K_5 = (p_n)_0 / 2 (p_n - p_{\text{сл}})_0$; $K_6 = \left[\frac{\partial(\mu F)_{\text{дк}}}{\partial \beta} \right]_0 \frac{\beta_0}{(\mu F)_{\text{дк}0}}$ — коэффициент, характеризующий профиль иглы дроссельного крана; $K_7 = (p_n)_0 / 2 (p_n - p_{\tau\phi})_0$; $K_8 = (p_{\tau\phi})_0 / 2 (p_n - p_{\tau\phi})_0$; $K_9 = (p_{\tau\phi})_0 / 2 \times (p_{\tau\phi} - p_{\text{кс}})_0$. При преобразованиях исходных 11 уравнений к виду (3.5) предполагалось: $p_{\text{сл}} = \text{const}$, $p_{\text{кс}} = \text{const}$; $(\mu F)_{\tau\phi} = \text{const}$; производительность топливного насоса зависит только от частоты вращения привода. Система уравнений (3.5) включает семь уравнений с девятью параметрами: δx , δp_n , $\delta p_{\tau\phi}$, δG_n , δn , $\delta G_{\text{сл}}$, $\delta G_{\text{дк}}$, $\delta \beta$, δG_{τ} . Параметр $\delta \beta$ является

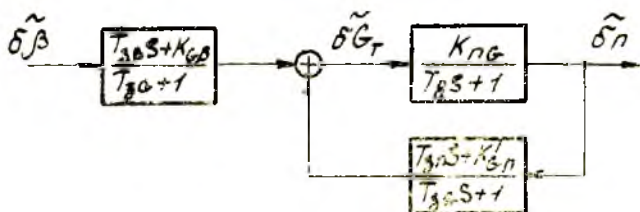


Рис. 3.10. Структурная схема системы ручного управления частотой вращения ротора двигателя, включающего регулятор расхода прямого действия

управляющим, δn — возмущающим воздействиями, δx — регулирующим фактором, а δG_T — регулируемым параметром. Приводя систему уравнений (3.5) к операторной форме и решая ее относительно расхода топлива, можно получить (рис. 3.10)

$$(T_{3G} s + 1) \delta \tilde{G}_T = (T_{3\beta} s + K_{G\beta}) \delta \tilde{\beta} + (T_{3n} s + K'_{Gn}) \delta \tilde{n}$$

или

$$\delta G_T = \frac{T_{3\beta} s + K_{G\beta}}{T_{3G} s + 1} \delta \tilde{\beta} + \frac{T_{3n} s + K'_{Gn}}{T_{3G} s + 1} \delta \tilde{n}, \quad (3.6)$$

где $T_{3G} = \frac{T_3}{K} \left[\frac{1}{K_7} \left(1 + \frac{1}{K_9} \right) (K_2 K_5 + K_4 K_7) - \frac{K_4 K_8}{K_9} \right],$

$$T_{3\beta} = \frac{T_3}{K} \left[\frac{K_6}{K_7} (K_1 + K_3 K_5 + K_4 K_7) - K_4 K_6 \right],$$

$$K_{G\beta} = \frac{1}{K} \left[-\frac{K_6}{K_7} (K_1 + K_3 K_5 + K_4 K_7) - K_4 K_6 \right],$$

$$T_{3n} = \frac{T_3}{KK_3}, \quad K'_{Gn} = \frac{1}{KK_3},$$

$$K = \frac{1}{K_7} \left(1 + \frac{1}{K_9} \right) (K_1 + K_3 K_5 + K_4 K_7) - \frac{K_2 + K_4 K_8}{K_9}.$$

Если предполагать $T_3 = 0$ ($R_{др} = 0$), то уравнение (3.6) будет аналогично уравнению (2.37) для системы топливопитания с тем лишь отличием, что $K'_{Gn} \ll K_{Gn}$. Установившийся расход топлива через дроссельный кран определяется положением регулирующего органа дроссельного крана β и статической погрешностью $(\delta G_T)_{ст} = K'_{Gn} \cdot \delta n$. Статическая погрешность $(\delta G_T)_{ст}$ тем больше, чем больше n и коэффициент K'_{Gn} . Из конструктивных параметров регулятора на $(\delta G_T)_{ст}$ оказывают сильное влияние F_3 и $\gamma_{др}$. Для рассмотрения этого влияния примем ориентировочные значения коэффициентов: $K_1 \approx K_2$; $K_3 \approx 0,5$; $K_4 \approx 0,5$; $K_6 \approx 1$; $K_7 \approx 1$; $K_8 \approx 0,5$; $K_9 \approx 0,5$. Тогда выражение для K'_{Gn} примет вид

$$K'_{Gn} = \frac{2}{K_1 + 1,75}. \quad (3.7)$$

Так как $K_1 = \frac{F_3 P_{ио}}{\gamma_{др} x_0}$, то чем больше $F_3 / \gamma_{др}$, тем меньше K'_{Gn} и соответственно меньше статическая ошибка регулирования $(\delta G_T)_{ст}$. Например, для $F_3 = 0,312 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ($d_3 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$); $\gamma_{др} = 10^5 \text{ н/м}$; $(p_n)_0 = 100 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $x_0 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ — $K'_{Gn} = 0,115$. Это означает, что при увеличении частоты вращения δn на 10% величина статической погрешности составит лишь 1,15%. Увеличение F_3 и уменьшение $\gamma_{др}$ с целью уменьшения статической погрешности регулятора приводит к увеличению габаритов, массы регулятора, а также к снижению собственной частоты

золотника с пружиной. При этом повышается склонность регулятора к неустойчивой работе (снижается запас устойчивости регулятора). В связи с этим в канал подвода давления к пружинной полости регулятора устанавливают жиклер или дроссельный пакет. Чрезмерное увеличение сопротивления жиклера приводит к запаздыванию регулятора расхода и, как следствие, к превышению подачи топлива выше допустимой нормы. При этом температура T_r^* может превысить допустимую величину (рис. 3.11). При ступенчатом увеличении площади проходного сечения дроссельного крана резко уменьшается перепад давления на нем $\Delta p_{\text{дк}} = p_{\text{и}} - p_{\text{тф}}$. Уменьшение $\Delta p_{\text{дк}}$ вызывает срабатывание регулятора на уменьшение перепуска топлива и восстановление $\Delta p_{\text{дк}}$. Расход топлива постепенно увеличивается и достигает нового установившегося значения. В начале переходного процесса, когда происходит резкое увеличение $G_{\text{т}}$ и незначительное повышение частоты вращения двигателя n , резко увеличивается температура газа перед турбиной T_r^* . По мере увеличения n и соответственного увеличения расхода воздуха происходит снижение T_r^* до нового установившегося значения. Превышение T_r^* выше допустимой нормы снижает ресурс и запас прочности лопаток турбины. Поэтому в САР применяют специальные устройства (гидрозамедлители), снижающие темп подачи топлива в двигателе. Для повышения точности поддержания заданного расхода топлива в САР часто применяют регуляторы расхода непрямого действия. Рассмотрим принцип действия одного из таких регуляторов (рис. 3.12).

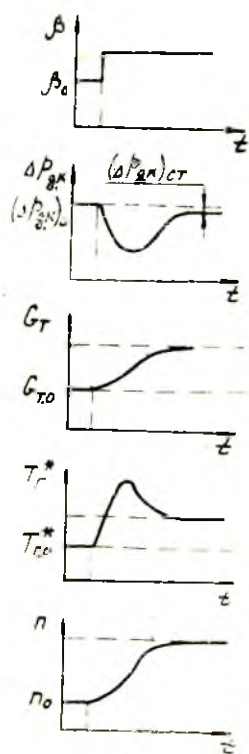


Рис. 3.11. График изменения параметров системы ручного управления частотой вращения ротора двигателя при ступенчатом управляющем воздействии

При увеличении давления $p_{\text{и}}$, например из-за увеличения частоты вращения привода насоса, увеличивается расход $G_{\text{т}}$. Регулятор расхода восстанавливает заданный расход путем слива части топлива с выхода насоса на вход. Это происходит следующим образом. При увеличении давления $p_{\text{и}}$ золотник 1 чувствительного элемента регулятора перемещается вправо и уменьшает подачу жидкости в пружинную полость исполнитель-

ного золотника 2. Под действием перепада давления золотник 2 перемещается вниз, увеличивая расход топлива на слив. При

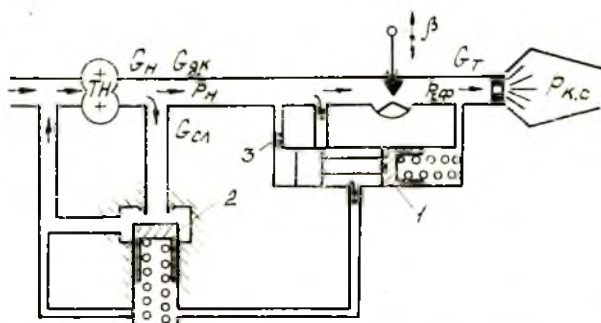


Рис. 3.12. Принципиальная схема регулятора расхода топлива непрямого действия

этом давление p_n падает и перепад давления на дроссельном кране восстанавливается с точностью, определяемой статической погрешностью регулятора. Для управления золотником 2 достаточны незначительные перемещения золотника 1, поэтому статическая погрешность такого регулятора будет существенно меньше статической погрешности регулятора прямого действия.

3.3. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

3.3.1. САР частоты вращения с изодромным регулятором

САР частоты вращения n предназначена для автоматического поддержания $n = \text{const}$ или измерения ее по заданной программе $n = n(\alpha_{\text{руд}})$. Отклонение n от заданного значения может происходить при изменении внешних условий или внутриводвигательных параметров. САР должна в любом случае поддерживать $n = \text{const}$ с заданной точностью. Наибольшее распространение получили САР, выполненные по замкнутой схеме с использованием изодромных регуляторов и регуляторов с прямой скоростной связью.

Рассмотрим схему, принцип действия и уравнения динамики замкнутой САР с изодромным регулятором прямого действия (рис. 3.13). Пусть внешние условия изменились так, что частота вращения ротора двигателя возросла. При этом центробежная сила грузиков чувствительного элемента увеличивается и под

действием этой избыточной силы золотник 1 перемещается вверх. Топливо под давлением через окно а в гильзе 2 подается в полость А под поршень 9 исполнительного меха-

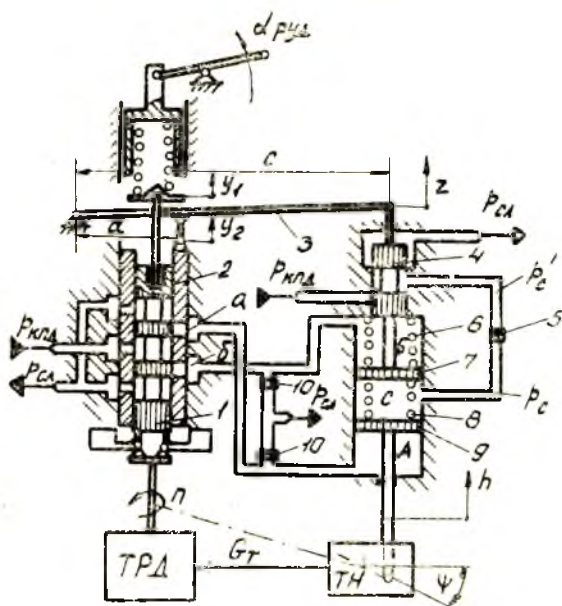


Рис. 3.13. Принципиальная схема САР частоты вращения ТРД с изодромным регулятором

низма, а полость Б над поршнем 7 через окно б в гильзе 2 соединяется со сливом. Под действием перепада давления $p_{кплд} - p_{сл}$ поршни 7 и 9 перемещаются вверх, уменьшая угол ψ наклонной шайбы плунжерного насоса. Производительность насоса и соответственно расход топлива в двигателе уменьшаются. Верхний поршень 7 соединен жестко с золотником 4 изодромной обратной связи, который, в свою очередь, через рычаг 3 связан с подвижной гильзой 2. В начальный момент переходного процесса регулятор работает как статический регулятор с жесткой обратной связью, так как топливо не успевает перетечь из полости С через дроссельный пакет 5 и окно в золотнике 4 на слив. Так как на установившихся режимах золотник 4 должен находиться в одном и том же положении, что соответствует одному и тому же положению подвижной гильзы 2 и золотника 1, то статическая ошибка регулирования отсутствует. Это означает, что в конце переходного процесса регулятор работает как астатический. Таким образом обеспечи-

вается плавный переходный процесс в системе при нулевой статической ошибке регулирования. Обычно золотник 4 выполняют с положительным перекрытием. При этом в некотором диапазоне $n (\pm 0,5\% n_{\max})$ регулятор работает как регулятор с жесткой обратной связью, что обеспечивает плавное регулирование при малых отклонениях n . При изменении n за пределы этого диапазона регулятор работает как изодромный. Таким образом, в зависимости от величины отклонения регулируемого параметра n может изменяться структура регулятора.

Для устойчивой работы регулятора необходимо, чтобы все его полости были заполнены топливом, с этой целью предусмотрены вентиляционные жиклеры 10, располагаемые в верхних точках регулятора. Для организации утечек через эти жиклеры золотник 1 выполняется с отрицательным перекрытием.

Пружина 8 служит для установки поршня 9 на упор максимальной подачи топлива при неработающем регуляторе, а пружина 6 — для установки поршня 7 (гильзы 2) на нижний упор при приемистости. Так как на поршень 9 действует сила со стороны наклонной шайбы, которая изменяется при отклонении давления на выходе из насоса, то для обеспечения равновесия поршня 9 на разных режимах требуется иметь на нем разный перепад давления. Это возможно только за счет смещения золотника 1, что приводит к дополнительной статической ошибке регулирования, величина которой может составить 0,5—1%.

Золотник чувствительного элемента выполняют обычно вращающимся. Это снижает силы трения и повышает его чувствительность. Выведем уравнение динамики изодромного регулятора. При выводе уравнений за положительные направления движения элементов выбраны такие направления, которые соответствуют действию регулятора при увеличении частоты вращения ротора двигателя.

Уравнение центробежного чувствительного элемента, введенное при допущении малости инерционных сил и сил трения, имеет вид [11]

$$\delta y_1 = K_1 \delta n - K_2 \delta \alpha_{\text{руд}}. \quad (3.8)$$

где $K_1 = \left(\frac{\partial y_1}{\partial n} \right)_0 \frac{n_{32}}{y_{16a1}}$; $K_2 = \left(\frac{\partial y_1}{\partial \alpha_{\text{руд}}} \right)_0 \frac{\alpha_{\text{руд}6a1}}{y_{16a2}}$ — коэффициенты передачи.

Уравнение поршневого сервомотора может быть получено из выражения для баланса расхода топлива через окна а, б расхода, обусловленного перемещением поршня 9:

$$G_a = G_b = G_h, \quad (3.9)$$

где

$$G_a = \mu (y_1 - y_2) b_{\text{ок}} \sqrt{2\rho(p_{\text{кнд}} - p_a)};$$

$$G_6 = \mu (y_1 - y_2) b_{ок} \sqrt{2\rho(p_6 - p_{сл})};$$

$$G_n = \rho F_n (dh/dt).$$

В последних формулах: μ — коэффициент расхода; $b_{ок}$ — ширина окон (а и б), F_n — площадь поршня 9 со стороны полости А. Пренебрегая влиянием трения и нагрузки, действующей на поршень 3 со стороны плунжерного насоса, т. е. принимая $p_n = p_6$, из уравнения (3.9) получим

$$\rho F_n \frac{dh}{dt} = \mu (y_1 - y_2) b_{ок} \sqrt{\rho(p_{кпл} - p_{сл})}. \quad (3.10)$$

Переходя к малым приращениям параметров при $p_{кпл} = \text{const}$ и $p_{сл} = \text{const}$, преобразуем уравнение (3.10) к виду

$$T_c \frac{d\delta h}{dt} = \delta y_1 - \delta y_2, \quad (3.11)$$

где $T_c = \frac{F_n h_{6аз}}{\mu (y_1 - y_2) b_{ок} \sqrt{\rho(p_{кпл} - p_{сл})}}$ — постоянная времени сервомотора, характеризующая скорость движения поршня при отклонении δy_1 и δy_2 . Чем больше T_c , тем медленнее перемещается поршень при одинаковом отклонении δy_1 (δy_2).

Уравнение изодромной обратной связи может быть получено из уравнения баланса расхода G_3 через жиклер 5, золотник 4 и из полости С, обусловленного разностью скоростей движений поршней 3 и 7:

$$G_{ж5} = G_3 = \rho F_n \left(\frac{dh}{dt} - \frac{dz}{dt} \right), \quad (3.12)$$

где $G_{ж5} = \frac{1}{R_{ж5}} (p_c - p_c')$

$$G_3 = \mu b_3 z \sqrt{2\rho(p_c' - p_{сл})};$$

$R_{ж5}$ — гидравлическое сопротивление жиклера 5; p_c' — давление на выходе из жиклера 5; b_3 — ширина окон золотника 4. Кроме того, из кинематической схемы механической обратной связи (рис. 3.13) ясно, что

$$y_2 = K_{oc} z, \quad (3.13)$$

где $K_{oc} = d/c$ — коэффициент механической обратной связи. Линеаризуя уравнения (3.12) и (3.13) в предположении $p_c = \text{const}$, $h_{6аз} = z_{6аз} = y_2$, получим

$$T_u \frac{d\delta z}{dt} + \delta z = T_u \frac{d\delta h}{dt}, \quad (3.14)$$

$$\delta y_2 = K_{oc} \delta z. \quad (3.15)$$

где $T_n = F_n' z_{баз} \rho \left[1 + \frac{p'_{co}}{(p'_{cs} - p_{ca})_0} \right]^{-1} / G_{z_{баз}}$ — постоянная времени изодромной обратной связи; $G_{z_{баз}}$ — базисный расход топлива через жиклер 5 и золотник 4 при перемещении его на величину $z_{баз}$. Чем больше гидравлическое сопротивление жиклера 5, тем меньше $G_{z_{баз}}$ и тем соответственно больше постоянная времени T_n . Выведенная зависимость (3.14) будет справедлива, если имеется отрицательное перекрытие окон золотника 4, т. е. когда есть определенная утечка через окна золотника. В противном случае нельзя пользоваться линеаризацией разложением в ряд Тейлора, так как расходная характеристика золотника 4 становится существенно нелинейной.

Представим уравнения (3.8), (3.11), (3.14) и (3.15) в операторной форме:

$$\begin{aligned} \delta \bar{y}_1 &= K_{yn} \delta \bar{n} - K_{y2} \delta \alpha_{руд}, \\ T_c s \delta \bar{n} &= \delta \bar{y}_1 - \delta \bar{y}_2, \\ (T_n s + 1) \delta \bar{z} &= T_n s \delta \bar{n}, \\ \delta \bar{y}_2 &= K_{oc} \delta \bar{z}. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Если представить три последних выражения в системе уравнений (3.16) к виду

$$\begin{aligned} \delta \bar{n} &= \frac{1}{T_c s} (\delta \bar{y}_1 - \delta \bar{y}_2), \\ \delta \bar{y}_2 &= \frac{K_{oc} T_n s}{T_n s + 1} \delta \bar{n}, \end{aligned}$$

то можно представить сервомотор с изодромной обратной связью в виде структурной схемы (рис. 3.14). Тогда передаточная функция сервомотора с изодромной обратной связью будет

$$W_c(s) = \frac{\delta \bar{n}}{\delta \bar{y}} = \frac{T_n s + 1}{s (T_n T_c s + T_n K_{oc} + T_c)}. \quad (3.17)$$

Из формулы (3.17) следует, что сервомотор, охваченный изодромной обратной связью, представляет собой астатическое звено. Его динамические свойства определяются постоянными времени T_c , T_n и коэффициентом механической обратной связи K_{oc} . Чем меньше T_n (меньше F_n' и $R_{ж5}$), тем звено ближе по динамическим свойствам к астатическому сервомотору

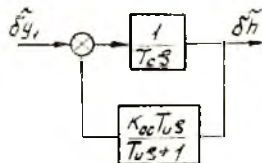


Рис. 3.14. Структурная схема сервомотора, охваченного изодромной обратной связью

без обратной связи. При $T_n=0$ получим $W_c(s) = 1/T_c s$ — передаточная функция сервомотора без обратной связи. Чем больше T_n , тем звено ближе к сервомотору с жесткой обратной связью. При $T_n = \infty$ получим $W_c(s) = \frac{1}{T_c s + K_{oc}}$ — передаточная функция сервомотора, охваченного жесткой обратной связью. САР, включающая сервомотор с жесткой обратной связью, является статической.

Для исследования системы автоматического регулирования частоты вращения необходимо дополнить систему уравнений (3.16) уравнениями для исполнительного механизма (топливного насоса) и ТРД как объекта регулирования:

$$\begin{aligned} \delta \dot{G}_T &= K_{Gn} \delta \tilde{n} - K_{Gh} \delta \tilde{n}, \\ (T_n s + 1) \delta \tilde{n} &= K_{nG} \delta \dot{G}_T. \end{aligned} \quad (3.18)$$

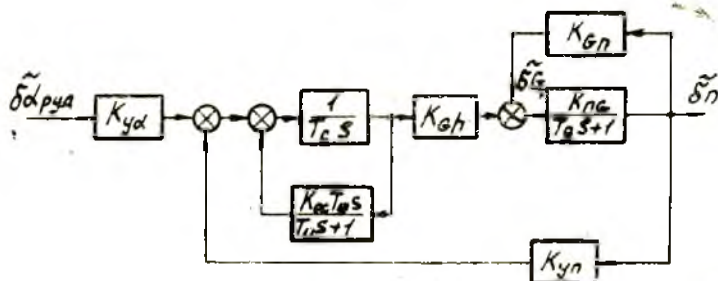


Рис. 3.15. Структурная схема изохронной САР частоты вращения ТРД

Знак при коэффициенте K_{Gh} в уравнениях (3.18) принят отрицательным, так как за положительное направление h принято направление в сторону уменьшения угла ψ , т. е. в сторону уменьшения производительности топливного насоса.

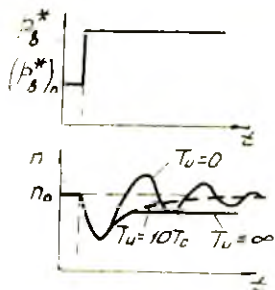


Рис. 3.16. Переходная характеристика изохронной САР при различных постоянных времени изохронной обратной связи

Из решения уравнений (3.16) — (3.18) или анализа структурной схемы (рис. 3.15) может быть определена передаточная функция САР частоты вращения и проведены исследования устойчивости и качества регулирования системы.

При анализе динамических свойств системы в первом приближении обратную связь в изохронном регуляторе можно считать жесткой

(т. е. полагать $T_n = \infty$). Это позволяет упростить задачу выбора параметров регулятора, при которых удовлетворяются заданные показатели качества регулирования. Затем выбирается постоянная времени изодромной обратной связи. Величина T_n определяется допустимым временем «дотягивания» частоты вращения n до заданной величины при действии внешних возмущений. Оптимальная величина T_n может быть установлена на основании экспериментальных исследований или решения полной системы нелинейных уравнений на АВМ или ЭЦВМ. В уже действующих системах T_n на порядок превышает T_c , например, если $T_c = 0,1 \dots 0,15$ с, то $T_n = 1 \dots 3$ с.

Из переходных характеристик САР, построенных при ступенчатом внешнем возмущении, следует, что величиной T_n (сопротивлением жиклера δ) можно изменять динамические свойства САР (рис. 3.16).

3.3.2. САР частоты вращения с регулятором, имеющим прямую скоростную связь

Рассмотрим схему и принцип действия САР частоты вращения со всережимным регулятором, имеющим прямую скоростную связь (рис. 3.17). Пусть под действием внешних возмущений частота вращения ротора двигателя резко возросла. Тогда избыточная центробежная сила грузиков I чувствительного эле-

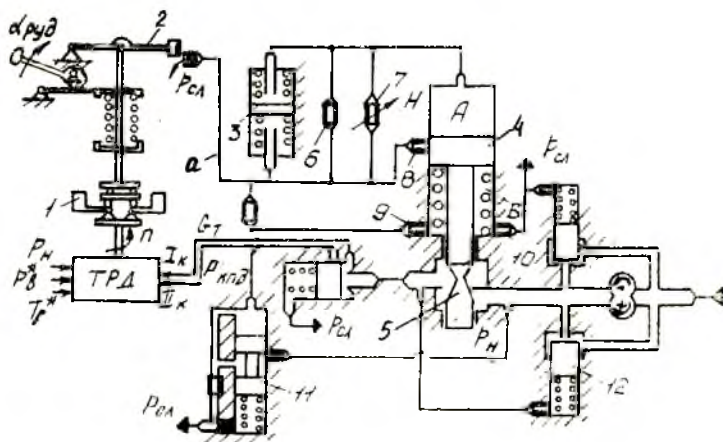


Рис. 3.17. Принципиальная схема САР с регулятором, имеющим прямую скоростную связь

мента повернет маятник 2 против часовой стрелки и увеличит слив топлива из канала a . Давление в канале a уменьшится и

поршень 3 статической части регулятора (прямой скоростной связи) переместится вниз. Вместе с поршнем 3 переместится и поршень 4 сервомотора, что приведет к прикрытию дроссельного крана 5 и уменьшению расхода топлива в двигателе. Если этого оказалось недостаточно для восстановления n , то под действием перепада давления на поршне 3 происходит вытекание топлива из полости А через дроссельные пакеты 6 и 7, что приведет к дополнительному прикрытию дроссельного крана 5 и снижению G_T . В конце переходного процесса поршень 3, возвращаясь под действием пружин в исходное состояние, снижает интенсивность прикрытия дроссельного крана 5. Этим обеспечивается плавность переходного процесса в САР. Включение дроссельного пакета 8 зависит от высоты полета. При достижении определенной высоты полета он отключается и скорость перемещения поршня 4 при действии регулятора уменьшится. Дроссельный пакет 8 служит для повышения скорости движения поршня 4 при повышении режима работы двигателя выше определенного состояния. Это связано с тем, что чем выше режим работы двигателя, тем меньше его постоянная времени T_d и тем с большей скоростью можно изменять расход топлива. Дроссельные пакеты 9 и 10 необходимы для создания постоянного давления в полости Б сервомотора.

Для работы регулятора необходимо иметь в гидравлических целях постоянное давление, которое поддерживается в пределах статической точности клапаном постоянного давления 11. Регулирование расхода топлива осуществляется изменением площади проходного сечения дроссельного крана, перепад давления на котором поддерживается клапаном постоянного перепада давления 12.

Регулятор, выполненный по схеме на рис. 3.17, является более простым и надежным, чем изодромный регулятор (см. рис. 3.13), который имеет два взаимно движущихся прецизионных элемента — золотник и гильзу чувствительного элемента.

4. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА НА ВХОДЕ В ТУРБИНУ

4.1. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ T_T^*

Температура T_T^* является одним из основных регулируемых параметров двигателя. Если двигатель имеет один регулирующий фактор, то регулирование производится по частоте вращения n , а по T_T^* производится ограничение (рис. 4.1). Для

двигателя с относительно большим значением λ_k^* температура $T_{г^*}$ растет при увеличении $T_{в^*}$ и при определенном значении $T_{в^*}$ может достичь предельно допустимого значения $(T_{г^*})_{пред.}$ Запас $\Delta T_{г^*}$ (см. рис. 4.1) задается исходя из возможного превышения $T_{г^*}$ относительно $(T_{г^*})_{огр.}$ Для современных двигателей величина $T_{г^*}$ доходит до (1600—1650) К. Для разомкнутых систем регулирования нет необходимости в измерении $T_{г^*}$, но такие системы обладают малой точностью. Для ограничения или поддержания $T_{г^*}$ с высокой точностью ($\pm 2 \div 5$) К необходимы замкнутые системы, действующие по отклонению $T_{г^*}$ от заданного значения. Измерение $T_{г^*}$ производится в основном термомпарами: хромель-копелевыми (до 900 К) и хромель-алюмелевыми (до 1400 К). Для повышения надежности измерения $T_{г^*}$ и осреднения температуры по сечению турбины применяют батареи из 6...25 соединенных параллельно термодпар. Основными недостатками термодпар являются их большая инерционность, низкая надежность в условиях повышенных температур. Передаточная функция термодпары имеет вид

$$W_T(s) = \frac{\delta \bar{e}}{\delta T_{г^*}} = \frac{K_{сг}}{T_T s + 1}, \quad (4.1)$$

где $\delta \bar{e}$, $\delta T_{г^*}$ — относительное отклонение ЭДС термодпары и температуры газа в изображениях по Лапласу; $K_{сг}$ — коэффициент передачи; T_T — постоянная времени термодпары. Постоянная времени T_T зависит как от размеров термодпары, так и внешних условий и режима работы двигателя. Чем меньше размер термодпары и выше режим работы двигателя, тем меньше T_T . Чем меньше $\rho_{в^*}$, тем больше T_T .

Для применяемых термодпар постоянная времени находится в пределах $T_T = (0,3—1,5)$ с. Стремление уменьшить T_T за счет снижения размеров термодпары приводит к снижению ее надежности из-за быстрого обгорания чувствительного элемента. Поэтому для компенсации запаздывания термодпары в электрическую цепь вводят корректирующее устройство в виде параллельного соединения электрического сопротивления R_k и емкости C_k (рис. 4.2). При этом электрический сигнал на выходе из

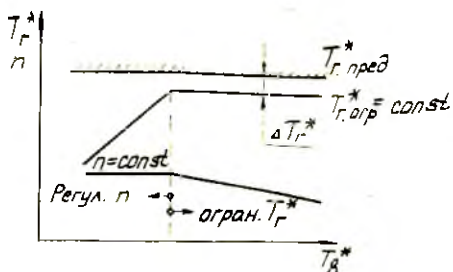


Рис. 4.1 Программа регулирования однофазного ТРД

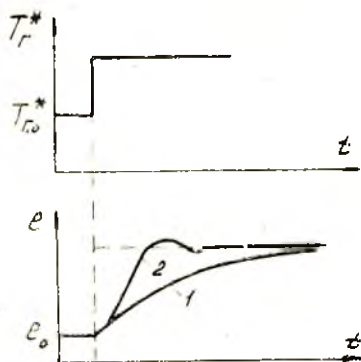


Рис. 4.2. Переходная характеристика термомпары: 1 — без корректирующего устройства; 2 — с корректирующим устройством

такой метод не обеспечивает высокую точность поддержания T_r^* . В последние годы начали разрабатывать новые типы преобразователей температуры T_r^* : струйно-акустические, пирометры. В струйно-акустических датчиках, представляющих собой устройство типа «свисток», используется эффект зависимости резонансной частоты колебаний от скорости звука в газе, а следовательно, и от T_r^* : $f_p = c/4l = \sqrt{kRT_r^*/4l}$, где c — скорость звука в газе; l — длина канала свистка. Однако здесь возникают трудности, связанные с измерением резонансной частоты колебаний столба горячего газа.

Оптические пирометры целесообразно применять при повышенных значениях T_r^* ($T_r \geq 900$ К). Широкое применение пирометров ограничено необходимостью их охлаждения. Начата разработка устройства охлаждения на основе вихревого эффекта.

С введением быстродействующих бортовых ЭЦВМ стало возможным определение T_r^* расчетным путем. При этом на вход в ЭЦВМ подаются данные по параметрам T_k^* , G_T , G_{Kc} , p_k , p_v^* , которые достаточно легко могут быть измерены. Этот метод целесообразно применять в двигателях с электронными системами управления.

4.2. ЗАМКНУТЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ T_r^*

Замкнутые САР T_r^* различаются в зависимости от того, сколько регулирующих факторов на двигателе. Если на двига-

корректирующего устройства уменьшается, что требует введения дополнительного усиления сигнала. При постоянной времени корректирующего устройства $T_k = R_k C_k > T_T$ происходит перекompенсация запаздывания термомпары. Так как T_T изменяется в широких пределах, то вводят переменную по режиму работы двигателя T_k . Обычно T_k изменяют в зависимости от давления p_k , т. е. $T_k = T_k(p_k)$. Чем больше p_k , тем меньше T_T и тем меньше должно быть и T_k .

При высоких значениях T_r^* часто измеряют температуру за первой ступенью турбины или на выходе из турбины T_r^* . Однако

теле один регулирующий фактор G_T , то основным регулируемым параметром является частота вращения ротора двигателя, а $T_{г^*}$ является параметром, по которому производится ограничение режима, например $T_{г^*max}$. При этом регулирующим фактором системы ограничения $T_{г^*}$ является расход топлива G_T . Такое регулирование осуществляется в двигателях с комбинированными программами регулирования (см. разд. 1). В двигателе для каждого режима работы задается соответствующее значение $(T_{г^*})_{огр}$, например, для режима запуска $(T_{г^*})_{огр} = 900$ К, для максимального режима $(T_{г^*})_{огр} = 1400$ К. При превышении температуры $(T_{г^*})_{огр}$ в САР формируется сигнал на снижение подачи топлива в двигателе, который усиливается и подается на исполнительные электромагнитные клапаны типа МКТ.

В двигателях с двумя регулируемыми факторами, например G_T и $F_{кр}$, регулирование температуры $T_{г^*}$ осуществляется отдельным регулирующим фактором $F_{кр}$ (см. рис. 1.14). Сигнал рассогласования $\Delta T_{г^*} = (T_{г^*})_{зад} - T_{г^*}$ усиливается и подается на вход в регулятор температуры для изменения $F_{кр}$. При увеличении $T_{г^*}$ регулятор увеличивает $F_{кр}$. Увеличение $F_{кр}$ приводит к увеличению перепада давления на турбине и появлению на турбине избыточной мощности. При этом частота вращения n ротора двигателя увеличивается и регулятор n снижает G_T . При этом n восстанавливается, а $T_{г^*}$ снижается до исходного уровня. Таким образом, регулирование $T_{г^*}$ происходит при действии регуляторов $T_{г^*}$ и n . В связи с этим возникают

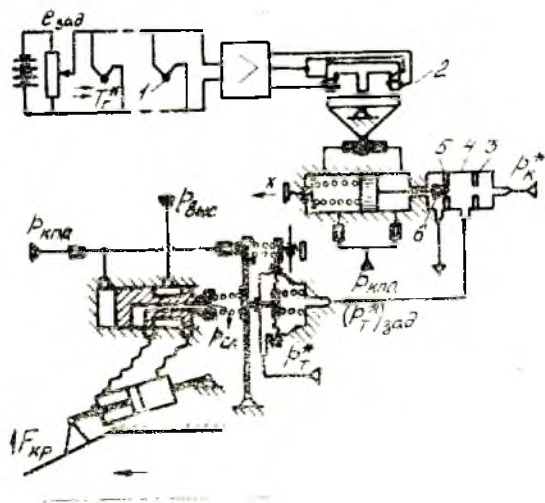


Рис. 1.3. Принципиальная схема замкнутой САР температуры $T_{г^*}$

определенные трудности в достижении хорошего качества регулирования и устойчивости при действии двух замкнутых САР.

Рассмотрим схему и принцип действия замкнутой САР T_T^* (рис. 4.3, 4.4). Температура T_T^* измеряется термопарой 1, на-

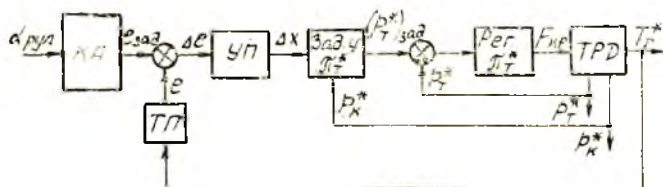


Рис. 4.4. Функциональная схема САР температуры T_T^*

пряжение с выхода которых сравнивается с заданным значением $e_{зад}$, соответствующим заданной T_T^* . Сигнал рассогласования Δe корректируется по запаздыванию, усиливается в усилителе — преобразователе 2 и подается на вход в регулятор степени понижения давления на турбине π_T^* . Регулятор T_T^* оказывает воздействие на $F_{кр}$ не непосредственно, а через регулятор π_T^* , что позволяет улучшить динамические свойства системы регулирования, особенно в двигателях с форсированным тяги. При превышении T_T^* заданного значения в задающем устройстве регулятора π_T^* формируется сигнал на увеличение π_T^* . Регулятор π_T^* открывает сопло, увеличивая π_T и соответственно повышая мощность турбины. Частота вращения n увеличивается, формируется сигнал на снижение G_T и соответственно снижение T_T^* . Измерительное устройство регулятора π_T^* работает по принципу сравнения давления газа за турбиной p_T^* с заданным значением $(p_T^*)_{зад}$, формируемым из условия устранения $\Delta T_T^* = (T_T^*)_{зад} - T_T^*$. Давление воздуха за компрессором слабо зависит от π_T^* , поэтому p_k^* используют в качестве постоянного давления, которое можно преобразовать в давление газа за турбиной $(p_T^*)_{зад}$, соответствующее значению $(\pi_T^*)_{зад}$. Так как $(\pi_T^*)_{зад} = p_k^* / (p_T^*)_{зад}$, то $(p_T^*)_{зад} = p_k^* / (\pi_T^*)_{зад}$. Задающее устройство регулятора π_T^* представляет собой воздушный редуктор, который редуцирует воздух, поступающий из-за компрессора, с давления p_k^* до $(p_T^*)_{зад}$. При сверхкритических перепадах давления на соплах 3 и 5 давление $(p_T^*)_{зад}$ определяется по формуле

$$(p_T^*)_{зад} = (F_1/F_2)p_k^*,$$

где F_1 — площадь входного дросселя регулятора, F_2 — площадь выходного дросселя, которая устанавливается дроссельной иглой 6 в соответствии с отклонением ΔT_T^* .

4.3. РАЗОМКНУТЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ T_r^*

В разомкнутых САР температура газов T_r^* не измеряется и не сравнивается с заданным ее значением. Поддержание и изменение T_r^* производится по косвенным внутривдвигательным параметрам или параметрам внешних условий (рис. 4.5). Регулирующий фактор — площадь критического сечения сопла $F_{кр}$.

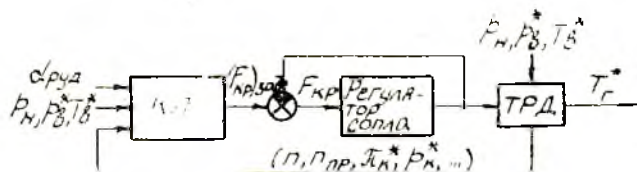


Рис. 4.5. Функциональная схема разомкнутой САР T_r^* при непрерывном изменении $F_{кр}$

Программа изменения $F_{кр}$ составляется в соответствии с обеспечением требуемой температуры T_r^* при отклонении режима работы двигателя и внешних условий. Например, при увеличении режима работы $F_{кр}$ должна уменьшаться (рис. 4.6). Регулятор $F_{кр}$ работает здесь в следящем режиме. Разомкнутые T_r^* не обеспечивают высокую точность поддержания заданной T_r^* . Поэтому целесообразно применять такие САР в двигателях с относительно невысоким расчетным значением T_r^* , например в самолетах с небольшим изменением скорости и высоты полета.

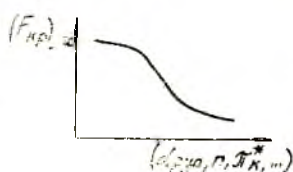


Рис. 4.6. Программа непрерывного изменения $F_{кр}$ в зависимости от внутривдвигательного параметра

Задание T_r^* может осуществляться в разомкнутых САР и при ступенчатом изменении $F_{кр}$ при помощи двухпозиционных сопел. При этом закрытие (открытие) сопла осуществляется, как правило, по $\alpha_{руд}$ или внутривдвигательному параметру, на-

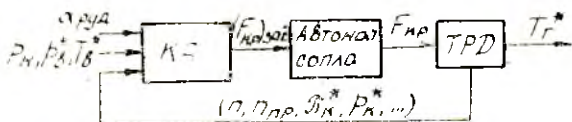


Рис. 4.7. Функциональная схема разомкнутой САР T_r^* при ступенчатом изменении $F_{кр}$

пример n , p_k^* , p_k^* , $n_{пр}$ (рис. 4.7). В программе ступенчатого изменения $F_{кр}(n)$ предусмотрены различные величины n , при которых происходит закрытие и открытие сопла (рис. 4.8), причем $n_{закр} > n_{откр}$. Это предотвращает появление автоколебаний в САР. Если $n_{закр} = n_{откр}$, то при медленном увеличении $\alpha_{руд}$ и, соответственно, повышении n до $n = n_{закр}$ происходит закрытие сопла. При этом момент, развиваемый турбиной, уменьшается и частота вращения снижается. Регулятор частоты вращения не успевает еще увеличить дополнительно расход топлива на увеличение частоты вращения, как сопло вновь закрывается. По мере увеличения расхода топлива частота вращения n снова увеличивается, достигая $n = n_{закр}$. Сопло закрывается. Такой процесс может повторяться несколько раз, что приводит к снижению надежности САР. Величина гистерезиса $\Delta n_r = n_{закр} - n_{откр}$ выбирается исходя из того условия, что при закрытии сопла не происходит снижения частоты вращения больше, чем Δn_r . САР T_r^* с двухпозиционным соплом проще по конструкции и надежнее в работе по сравнению с непрерывно регулируемым соплом.



Рис. 4.8. Программа ступенчатого изменения $F_{кр}$ в зависимости от частоты вращения n

При медленном увеличении $\alpha_{руд}$ и, соответственно, повышении n до $n = n_{закр}$ происходит закрытие сопла. При этом момент, развиваемый турбиной, уменьшается и частота вращения снижается. Регулятор частоты вращения не успевает еще увеличить дополнительно расход топлива на увеличение частоты вращения, как сопло вновь закрывается. По мере увеличения расхода топлива частота вращения n снова увеличивается, достигая $n = n_{закр}$. Сопло закрывается. Такой процесс может повторяться несколько раз, что приводит к снижению надежности САР. Величина гистерезиса $\Delta n_r = n_{закр} - n_{откр}$ выбирается исходя из того условия, что при закрытии сопла не происходит снижения частоты вращения больше, чем Δn_r . САР T_r^* с двухпозиционным соплом проще по конструкции и надежнее в работе по сравнению с непрерывно регулируемым соплом.

5. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ФОРСАЖНОГО КОНТУРА ТРДФ

5.1. РАЗОМКНУТЫЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТРДФ С ДВУХПОЗИЦИОННЫМ СОПЛОМ

Форсажный режим работы двигателя считается наиболее динамичным, так как тяга двигателя изменяется в несколько раз, а время приемистости составляет не более 2...3 с. Поэтому возникают определенные трудности в управлении процессами в форсажном контуре двигателя, связанные в основном с обеспечением запаса устойчивости компрессора и устойчивого горения в форсажной камере. В одноконтурных двигателях влияние форсажного контура на работу турбокомпрессора слабое из-за сверхкритического перепада давлений на турбине. В двухконтурных ТРДФ с общей камерой смешения процессы в форсажной камере оказывают сильное влияние на работу вентилятора.

ТРДФ в зависимости от регулирования сопла на форсажном режиме подразделяются на двигатели с неизменяемым соплом (двухпозиционным) и с непрерывно изменяемым соплом (все-режимным). В ТРДФ с двухпозиционным соплом, работающим на форсажном режиме, есть два регулирующих фактора: G_T и G_Φ . Как правило, с помощью расхода G_T управляют частотой вращения n , а G_Φ — температурой T_T^* или π_T^* . Тягу двигателя на форсажном режиме характеризует температура T_Φ^* , которая связана при сверхкритических перепадах давления на турбине и сопле с T_T^* и π_T^* зависимостью

$$\pi_T^* = \frac{p_T^*}{p_c^*} = \frac{F_{кр}}{F_{са}} \sqrt{\frac{T_T^*}{T_\Phi^*}}$$

При отключенном форсировании регулирование ТРДФ не отличается от регулирования ТРД, рассмотренного ранее. Программа регулирования на максимальном форсажном режиме реализуется в виде зависимостей: $n_{\max} = \text{const}$; $T_T^*_{\max} = \text{const}$ или $\pi_T^*_{\max} = \text{const}$. При этом тяга двигателя на форсажном режиме работы двигателя поддерживается неизменной независимо от внешних условий.

Рассмотрим разомкнутую САР форсажного контура ТРДФ при РП T_T^* . Динамические свойства ТРДФ на форсажном режиме описываются уравнениями

$$T_d \frac{d\delta n}{dt} + \delta n = K_{nG} \delta G_T + K_{nG\Phi} \delta G_\Phi + K_{np} \delta p_v^*,$$

$$\delta T_T^* = K_{TG} \delta G_T + K_{Tn} \delta n + K_{Tp} \delta p_v^*. \quad (5.1)$$

Характер изменения коэффициентов T_d , K_{nG} , K_{np} , K_{TG} , K_{Tn} , K_{Tp} в зависимости от режима работы и внешних условий такой же, как и для ТРД (см. разд. 2). Коэффициент $K_{nG\Phi}$ определяется по зависимости $n(G_\Phi)$ (рис. 5.1), как отношение $K_{nG\Phi} = = (\partial n / \partial G_\Phi)_0 (G_\Phi)_0 / n_0$, где производная $(\partial n / \partial G_\Phi)_0$ определяется по углу наклона касательной к кривой в точке установившегося форсажного режима $(\partial n / \partial G_\Phi)_0 = \text{tg } \varphi$. Увеличение G_Φ приводит к увеличению противодавления на выходе из турбины, уменьшению перепада давления, избыточного момента и, как следствие, к снижению частоты вращения n .

При включении форсажного контура избыточная мощность турбины уменьшается, что приводит к увеличению постоянной времени T_d и коэффициента усиления двигателя K_{nG} . Это означает, что ТРДФ на форсажном режиме менее устойчив, чем

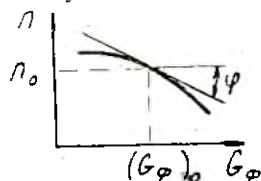


Рис. 5.1. Зависимость частоты вращения n ТРДФ от расхода топлива в форсажную камеру при $G_T = \text{const}$, $p_c^* = \text{const}$, $T_v^* = \text{const}$

на нефорсажном. Величины коэффициентов K_{T_G} , K_{T_b} , K_{T_p} имеют те же значения, что и на нефорсажном режиме, так как при сверхкритическом перепаде давлений газа на сопловом аппарате турбины подача топлива в форсажную камеру непосредственно не оказывает влияние на $T_{Г^*}$. Таким образом, ТРДФ с неизменным $F_{кр}^*$ является двухмерным объектом регулирования, для которого необходимы две системы регулирования. САУ частоты вращения выполняется на тех же принципах, что и система регулирования n ТРД.

В общем случае требуемый расход топлива в форсажную камеру зависит от n , $T_{Г^*}$, p_b^* , т. е.

$$G_{\phi} = G_{\phi}(n, T_{Г^*}, T_b^*, p_b^*).$$

При законе регулирования $n_{\max} = \text{const}$, $T_{Г^* \max} = \text{const}$ требуемый расход G_{ϕ} будет изменяться лишь при изменении p_b^* и T_b^* .

САУ $T_{Г^*}$ может быть построена либо по разомкнутой, либо по замкнутой схеме.

В системе регулирования по разомкнутой схеме расход топлива G_{ϕ} изменяется не по результату непосредственного измерения $T_{Г^*}$ и сравнения его с заданным значением $T_{Г^* \text{зад}}$, а по косвенным параметрам. Этими параметрами могут явиться непосредственно возмущающие параметры p_b^* , T_b^* , либо другие, пропорциональные им величины. САУ ТРДФ, построенная на базе замкнутой САУ частоты вращения n и разомкнутой САУ температуры газов $T_{Г^*}$, более устойчива и имеет лучшие динамические свойства, чем САУ с двумя замкнутыми САУ. Кроме того, точное измерение высоких температур затруднительно. Поэтому САУ ТРДФ обычно проектируют по первой схеме.

Программная подача топлива G_{ϕ} по двум возмущающим воздействиям p_b^* и T_b^* усложняет систему. Поэтому проектируют подачу G_{ϕ} по p_b^* (рис. 5.2), т. е.

$$G_{\phi}^* = G_{\phi}(p_b^*).$$

При этом T_b^* принимают равной некоторой средней вероятностной величине. При увеличении p_b^* снижается температура $T_{Г^*}$. Для увеличения $T_{Г^*}$ до соответствующего заданного значения $T_{Г^* \max} = \text{const}$ необходимо увеличить расход топлива G_{ϕ} . Сигнал на увеличение расхода топлива может быть дан только при изменении частоты вращения. Изменить частоту вращения можно за счет изменения противодавления за турбиной, т. е. за счет изменения расхода топлива в форсажную камеру G_{ϕ} . Изменения параметров



Рис. 5.2. Зависимость требуемого расхода топлива G_{ϕ} от давления p_b^* при различных температурах T_b^* : 1 — $(T_b^*)_1$; 2 — $(T_b^*)_2 > (T_b^*)_1$; 3 — $(T_b^*)_3 > (T_b^*)_2$

САР при увеличении p_v^* условно можно изобразить так:

$$\left. \begin{array}{l} \uparrow p_v^* \rightarrow \downarrow T_{г}^* \\ \downarrow n \rightarrow \uparrow G_{т} \\ \rightarrow \uparrow G_{ф} \rightarrow \downarrow N_{т} \rightarrow \downarrow n \rightarrow \uparrow G_{т} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \rightarrow \uparrow n \text{ до } n_{\max} = \text{const} \\ \rightarrow \uparrow T_{г}^* \text{ до } T_{г}^*_{\max} = \text{const.} \end{array}$$

Изменение расхода топлива в камеру сгорания при изменении p_v^* для сохранения $T_{г}^*_{\max} = \text{const}$, $n_{\max} = \text{const}$ производится баростатическим регулятором. Так как трудно непосредственно измерять $G_{ф}$ и сравнивать его с заданным значением, используют косвенный параметр, характеризующий расход $G_{ф}$. Этим параметром обычно является давление на входе в форсунки форсажного контура $p_{ф\phi}$:

$$G_{ф} = G_{ф}(p_{ф\phi}).$$

Имея зависимость требуемого расхода $G_{ф}$ от p_v^* и расходные характеристики системы форсажного топливопитания, можно построить программу баростатического регулирования:

$$p_{ф\phi} = p_{ф\phi}(p_v^*).$$

На выходе из баростатического чувствительного элемента (рис. 5.3) формируется давление $p_{ф\phi з}$, соответствующее тре-

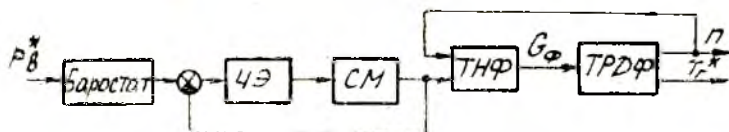


Рис. 5.3. Функциональная схема разомкнутой САР форсажного контура ТРДФ

буемому расходу $G_{ф}$. Сигнал рассогласования между фактическим и заданным значениями $p_{ф\phi}$ поступает на чувствительный элемент и далее на исполнительный сервомотор форсажного топливного насоса. Изменение $G_{ф}$ приводит к изменению противодавления на турбине и избыточной ее мощности. При этом частота вращения ротора двигателя отклоняется и САР n , отработывая возмущение, восстанавливает $T_{г}^*$.

В формировании требуемого расхода топлива участвует только p_v^* , хотя на двигатель действуют и другие возмущающие факторы p_n , T_v^* .

С целью одновременного учета изменения ВВ (p_v^* , T_v^*), а также режима работы в современных ТРДФ вместо внешнего возмущающего фактора используется внутридвигательный параметр p_k^* — давление на выходе из компрессора. Давление p_k^* дает более полную информацию для определения требуемого

расхода G_{Φ} из условия поддержания $n_{\max} = \text{const}$, $T_{г^* \max} = \text{const}$. Например, увеличение $T_{в^*}$ приводит к снижению $n_{пр}$, $\pi_{к^*}$ и соответственно уменьшению $p_{к^*}$. Регулятор расхода при этом уменьшает расход G_{Φ} , снижая противодавление и увеличивая мощность на турбине. При этом частота вращения увеличивается, регулятор n уменьшит расход топлива в основную камеру сгорания и тем самым снизит $T_{г^*}$, что не имело места при учете только $p_{в^*}$. Системы регулирования по $p_{к^*}$ могут быть принципиально такими же, как и рассмотренные выше (рис.5.4). Наличие замкнутого контура в системе регулирования расхода G_{Φ} мало сказывается на устойчивости всей системы регулирования ТРДФ.

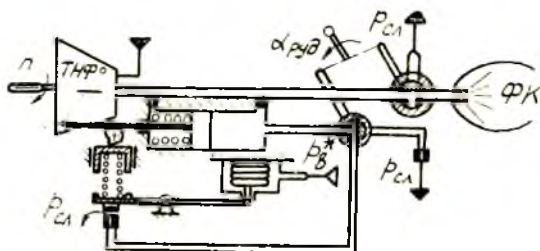


Рис. 5.4. Принципиальная схема регулятора подачи топлива в форсажную камеру ТРДФ

В работе САР ТРДФ весьма важным является вопрос о начале открытия створок сопла в процессе включения форсажа двигателя. Если будет опережение открытия сопла по отношению к подаче топлива G_{Φ} , то произойдет превышение частоты вращения и провал температуры $T_{г^*}$. Если же будет некоторое запаздывание открытия сопла, то возникнет провал частоты вращения и превышение $T_{г^*}$. Это особенно опасно, так как может возникнуть помпаж компрессора. Поэтому при включении форсажа необходимо некоторое предварительное открытие сопла по сравнению с подачей G_{Φ} . При выключении форсажа, наоборот, желательно некоторое запаздывание закрытия сопла по сравнению с прекращением подачи топлива в форсажную камеру.

5.2. ЗАМКНУТАЯ САР ФОРСАЖНОГО КОНТУРА ТРДФ С ДВУХПОЗИЦИОННЫМ СОПЛОМ

Широкое применение получило замкнутое регулирование расхода G_{Φ} по степени расширения газов на турбине $\pi_{т^*} = p_{г^*}/p_{т^*} = \sigma_{к с} p_{к^*}/p_{т^*}$ [2]. Это объясняется тем, что $\pi_{т^*}$ сравни-

тельно легко измеряется (рис. 5.5). Кроме того, для многих двигателей может быть реализована простая программа регулирования $\pi_T^* = \text{const}$. Если $\pi_T^* = \text{const}$, то при $n = \text{const}$ температура T_T^* для многих двигателей остается постоянной. Если даже T_T^* изменяется, например, при отклонении T_B^* , то можно в регулятор ввести корректирующее устройство по T_B^* .

При постоянных $F_{ca} = \text{const}$, $F_{кр} = \text{const}$

$$\pi_T^* = \pi_T^*(G_\Phi, G_T, n, p_B^*, T_B^*).$$

В предположении безынерционности газодинамических процессов в двигателе можно записать уравнение для π_T^* :

$$\delta \pi_T^* = K_{\pi, G_T} \delta G_T + K_{\pi, G_\Phi} \delta G_\Phi + K_{\pi, n} \delta n + K_{\pi, p_B^*} \delta p_B^* + K_{\pi, T_B^*} \delta T_B^*,$$

где K_i — коэффициенты усиления, определяемые по соответствующим характеристикам (рис. 5.6). Для измерения π_T^* могут

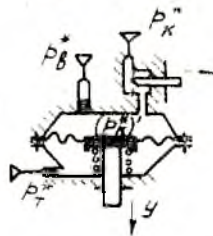


Рис. 5.5. Принципиальная схема воздушного редуктора

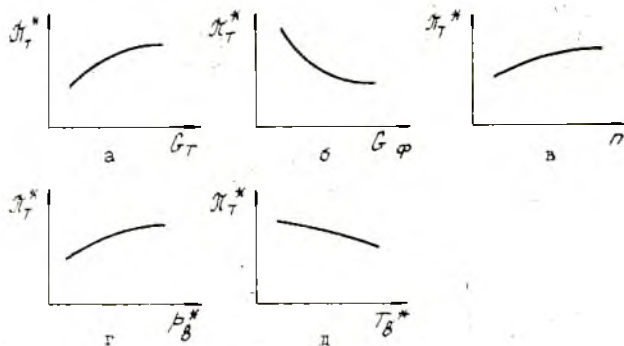


Рис. 5.6. Зависимость степени понижения давления на турбине от расхода топлива в основную камеру сгорания (а), в форсажную камеру (б), от частоты вращения (в) и параметров внешних условий (г) и (д) при соответствующих постоянных значениях остальных

быть предложены различные чувствительные элементы. Рассмотрим схему пневматического чувствительного элемента (см. рис. 5.5). Жиклер 1 — эквивалент турбины, а жиклер 2 — эквивалент сопла. На обоих жиклерах реализуются сверхкритические перепады давления. Тогда

$$(p_K^*)' = (F_1/F_2) p_K^*, \text{ или } (p_K^*)' = p_T^*/\pi_T^* \text{ зад.},$$

где $\pi_T^* \text{ зад.} = (F_2/F_1) \sigma_{кв}$ — заданная степень расширения газа на

турбине. Мембрана находится под действием сил давления $[(p_k^*)' - p_T^*]$ и уравнение равновесия сил, действующих на шток при пренебрежении силами трения и инерции имеет вид

$$[(p_k^*)' - p_T^*]F_M = N_{пр0} + \gamma_{пр} y_{шт},$$

где F_M — эффективная площадь мембраны (площадью штока пренебрегаем); $y_{шт}$ — координата выходного штока. Давление газа на выходе из турбины $p_T^* = \sigma_{кс} (p_k^*/\pi_T^*)$. После подстановки p_T^* и $(p_k^*)'$ получим

$$F_M [(1/\pi_T^* \text{ зад}) - (1/\pi_T^*)] \sigma_{кс} p_k^* = N_{пр0} + \gamma_{пр} y_{шт}.$$

Отсюда можно получить уравнение чувствительного элемента

$$\delta y_{шт} = -K_{чф} (\delta \pi_T^* \text{ зад} - \delta \pi_T^*),$$

где

$$\delta y_{шт} = \Delta y_{шт} / y_{шт0}; \quad \delta \pi_T^* \text{ зад} = \Delta \pi_T^* \text{ зад} / \pi_T^* \text{ зад};$$

$$\delta \pi_T^* = \Delta \pi_T^* / \pi_T^* \text{ то}; \quad K_{чф} = F_M \sigma_{кс} p_k^* \text{ то} / \gamma_{пр} \pi_T^* \text{ то} y_{шт0}.$$

Из формулы для $K_{чф}$ видно, что коэффициент усиления чувствительного элемента прямо пропорционален F_M , $p_k^* \text{ то}$ и обратно пропорционален $\gamma_{пр}$. Замкнутая система управления π_T^* по $G_{ф}$ (рис. 5.7) имеет эксплуатационный недостаток, связанный с особенностью характеристик форсажной камеры по составу смеси (см. рис. 1.13). Работа регулятора осуществляется на пра-

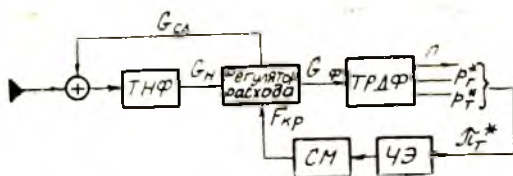


Рис. 5.7. Функциональная схема замкнутой САУ π_T^* ТРДФ

вой ветви характеристики: $\uparrow G_{ф} \rightarrow \downarrow \alpha_x \rightarrow \uparrow p_T^*$. Если рабочая точка перейдет в левую ветвь, то в регуляторе будет реализована положительная местная обратная связь, приводящая к богатому срыву пламени. Поэтому регулятор должен иметь переменную настройку при изменении внешних условий, исключающую работу на левой ветви характеристики форсажной камеры. Кроме того, замкнутые системы π_T^* склонны к колебаниям. В связи с этим более выгодны комбинированные системы, работающие в диапазоне $p_{к\text{гр}}^* \div p_{к\text{тр}}^*$ — по замкнутой схеме и в диапазоне $p_{к\text{гр}}^* \div p_{к\text{тах}}^*$ — по замкнутой схеме по π_T^* .

5.3. САУ ФОРСАЖНОГО КОНТУРА ТРДФ СО ВСЕРЕЖИМНЫМ СОПЛОМ

Применение всережимного регулируемого сопла дает возможность изменять степень форсирования двигателя, а следовательно, и тягу двигателя без изменения режима работы турбокомпрессора. При этом можно реализовать самый экономичный метод дросселирования двигателя. ТРДФ с регулируемым соплом имеет три РФ: G_T , G_Φ , $F_{кр}$. Это позволяет выбрать три режима работы ротора двигателя n , $G_\Phi \rightarrow T_{г*}$, а $F_{кр}$ используется для задания степени форсирования, т. е. регулирования $T_{ф*}$. При $n = \text{const}$, $T_{г*} = \text{const}$ требуемый расход топлива с форсажную камеру зависит от $F_{кр}$, $p_{в*}$ и $T_{в*}$. При таком распределении РФ и РП функциональная схема САУ ТРДФ (рис. 5.8) пред-

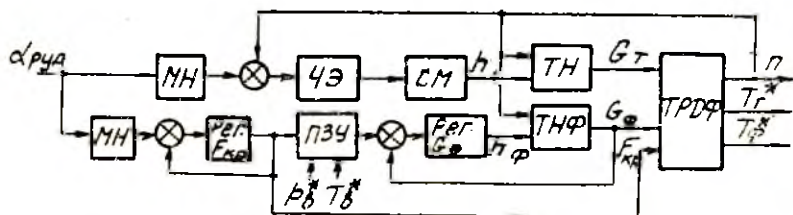


Рис. 5.8. Функциональная схема САУ ТРДФ со всережимным соплом

ставляет собой соединения САУ n замкнутой схемы и САУ $T_{г*}$ и $T_{ф*}$ разомкнутой схемы. САУ n построена так же, как для ТРД. На входе в регулятор сопла подается сигнал от механизма настройки (МН), соответствующий заданной степени форсирования $(F_{кр})_{задан}$. Регулятор сопла представляет собой следящую систему с выходной координатой $F_{кр}$, которая является, в свою очередь, входной координатой для САУ $T_{г*}$. Сигнал, соответствующий $(F_{кр})_{задан}$, подается на вход в программно-задающее устройство (ПЗУ), где осуществляется коррекция $(G_\Phi)_{задан}$ по внешним условиям.

На форсажном режиме сигнал от РУД поступает только на вход САУ n . Работа на форсажном режиме начинается при $(F_{кр})_{мин}$ (рис. 5.9), величина которой определяется устойчивостью горения в форсажной камере при обеднении смеси.

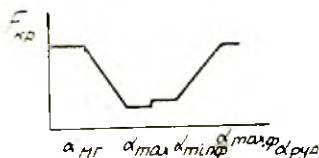


Рис. 5.9. Программа управления сопла ТРДФ

Коррекция $T_{г}^*$ по внешним условиям возможна не только по $p_{в}^*$ и $T_{в}^*$, но и по $p_{к}^*$, как было для ТРДФ с нерегулируемым соплом. В процессе управления на форсажном режиме важным является согласование быстродействия регуляторов $F_{кр}$ и $G_{ф}$, чтобы включение форсажной камеры не влияло на работу турбокомпрессора двигателя выше допустимой нормы.

5.4. ОСОБЕННОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТРДД И ТРДДФ

Регулирование ТРДД практически ничем не отличается от регулирования ТРД. При описании ТРДД как объекта регулирования необходимо учитывать характеристики не только компрессора, но и вентилятора, приводимого во вращение от ротора НД. Для ТРДД с нерегулируемым соплом существует один регулирующий фактор — $G_{т}$. Поэтому в качестве основного регулируемого параметра принимается в зависимости от степени двухконтурности и назначения двигателя $n_{н}$ или $n_{в}$, а по температуре $T_{г}^*$ и частоте вращения $n_{в}$ (или $n_{н}$) производится ограничение. Регуляторы частоты вращения и температуры такие же, как и для САР ТРД.

Современные ТРДДФ построены, как правило, со смешением потоков газа I контура и воздуха II контура, что необходимо учитывать при разработке САУ. Особенностью ТРДДФ является сильное влияние форсажного контура на работу вентилятора. Кроме того, подмешивание холодного воздуха II контура ухудшает процесс воспламенения и горения топливной смеси в форсажной камере. Указанные особенности приводят к необходимости более тщательного согласования в изменении $G_{ф}$ и $F_{кр}$ при включении и приемистости на форсажном режиме. Несогласованное изменение $G_{ф}$ и $F_{кр}$ приводит к снижению запаса устойчивости вентилятора. Из рис. 5.10 следует, что если сопло предварительно не будет раскрыто относительно максимального бесфорсажного режима

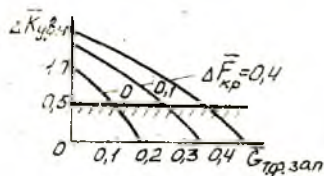


Рис. 5.10. Зависимость относительного изменения запаса газодинамической устойчивости вентилятора ТРДДФ от относительного расхода топлива $G_{ф \text{ зап}}$ в процессе запуска форсажной камеры при различных значениях предварительного раскрытия сопла $\Delta F_{кр}$

$$\Delta F_{кр} = \frac{F_{кр \phi} - (F_{кр})_{\max \phi}}{(F_{кр})_{\max \phi} - (F_{кр})_{\max \phi}} = 0,$$

то в процессе запуска форсажной камеры с подачей топлива

$$G_{ф \text{ зап}} = \frac{G_{ф \text{ зап}}}{G_{ф \text{ max}}} = 0,1$$

запас газодинамической устойчивости вентилятора $\Delta \bar{K}_{у\text{вн}} = \Delta K_{у\text{вн}} / \Delta K_{у\text{вн}\text{max}}$ уменьшается до 0,5. За $\Delta K_{у\text{вн}\text{max}}$ принят запас устойчивости вентилятора на максимальном бесфорсажном режиме. Величина $\Delta \bar{K}_{у\text{вн}} = 0,5$ условно принята за граничную величину, ниже которой недопустима работа двигателя. Из графиков на рис. 5.10 ясно, что для сохранения запаса устойчивости $\Delta \bar{K}_{у\text{вн}} = 1$ при включении форсажа с подачей топлива $G_{\text{фзап}} = 0,1$ необходимо предварительно раскрыть сопло на величину $\Delta \bar{F}_{\text{кр}} \approx 0,1$. Однако большое предварительное раскрытие сопла ведет к первоначальному снижению тяги двигателя с последующим ее возрастанием после розжига форсажной камеры. Такие колебания могут затруднить пилотируемые самолета и должны быть сведены к минимуму. Это удастся, если за регулируемый параметр принять $n_{\text{в}}$ и программу регулирования $n_{\text{в}} = \text{const}$. В этом случае предварительное увеличение $F_{\text{кр}}$ приводит к раскрутке $n_{\text{вн}}$, что позволяет компенсировать падение тяги при предварительном раскрытии сопла.

Организация устойчивого воспламенения топливной смеси в процессе запуска и выхода на полный форсажный режим затруднена широким диапазоном изменения $G_{\text{ф}}$. Для хорошего распыла и устойчивого горения необходимо устанавливать 3—6 топливных коллекторов с форсунками, значительно отличающимися пропускной способностью. Для получения минимального времени приемистости на форсажном режиме необходимо предварительное заполнение топливом коллекторов форсажной камеры.

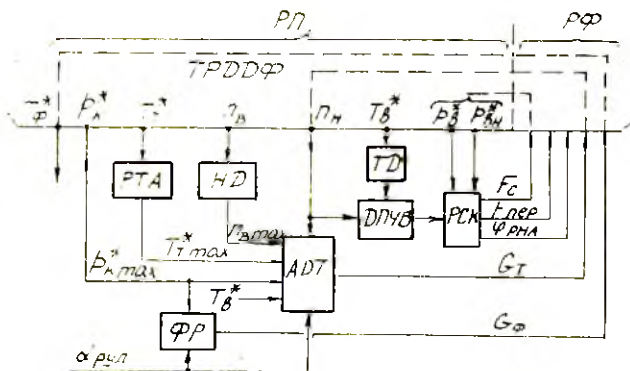


Рис. 5.11. Функциональная схема СЛУ ТРДДФ

Одна из возможных схем СЛУ ТРДДФ представлена на рис. 5.11. Для данного двигателя регулирующими факторами являются $G_{\text{т}}$, $G_{\text{ф}}$ и $F_{\text{кр}}$. Для сохранения запаса газодинами-

ческой устойчивости в качестве дополнительных регулирующих факторов используются площади окон перепускных клапанов $F_{кл}$ и углы установки лопаток статора компрессора $\varphi_{РНА}$. В соответствии с тремя регулирующими факторами можно управлять тремя регулируемыми параметрами: $G_T \rightarrow n_n$, $F_{кр} \rightarrow \pi_{вн}^*$, $G_{ф} \rightarrow T_{ф}$. Помимо основных регулируемых параметров используются параметры, по которым производится ограничение режима работы двигателя: $(T_T^*)_{max}$, $(P_{к}^*)_{max}$, $(n_n)_{max}$ [12].

Основной контур двигателя—турбокомпрессор регулируется расходом топлива в основную камеру сгорания. Регулятор частоты вращения входит в состав агрегата дозировки топлива (АДТ), который изменяет частоту вращения n_n двигателя в соответствии с $\alpha_{руд}$ и поддерживает $n_n = const$ в соответствии с заданной программой регулирования. Топливо на вход в АДТ подается насосом-датчиком НД, который, помимо подачи топлива, служит для выработки сигнала, соответствующего достижению $n_{n\ max}$ и ограничению G_T . Ограничение температуры T_T^* на выходе из первой ступени турбины производится регулятором температуры (РТА), сигнал с выхода которого, соответствующий $T_{T\ max}^*$, подается в АДТ на ограничение G_T . В АДТ подается также давление $p_{к}^*$, при достижении максимального значения которого производится ограничение G_T .

Для регулирования двигателя на форсажном режиме применяется форсажный регулятор (ФР), на вход в который подается сигнал от $\alpha_{руд}$ и $p_{к}^*$. В зависимости от $\alpha_{руд}$ подключаются коллекторы топливных форсунок $G_{ф}$. Задание величины расхода топлива на форсажном режиме производится по закону $G_{ф}/p_{к}^* = const$. При этом реализуется постоянный коэффициент избытка воздуха α_2 в форсажной камере. Таким образом, задание форсажного режима осуществляется по расходу $G_{ф}$, при этом РП $T_{ф}^*$ не контролируется, т. е. САР $T_{ф}^*$ построена по разомкнутой схеме.

Регулирование $\pi_{вн}^* = p_{п}^*/p_{в}^*$ осуществляется замкнутой САР с регулирующим фактором F_c . Система регулирования $\pi_{вн}^*$ действует таким образом, что при включении и работе форсажного контура рабочая точка на характеристике вентилятора не отклоняется от расчетного места. Регулятор сопла в механизации компрессора совмещены функционально в одном блоке (РСК), на вход которого подаются давления на выходе из вентилятора $p_{п}^*$, на входе в двигатель $p_{в}^*$ и давление, пропорциональное приведенной частоте вращения ротора НД. Сигнал, пропорциональный $n_{нпр}$, вырабатывается датчиком приведенной частоты вращения (ДПЧ), чувствительный элемент которого приводится во вращение от ротора НД. На вход в ДПЧ

подается также сигнал в виде изменения давления от термодатчика (ТД), соответствующий температуре T_v^* .

Перепуск воздуха со средних ступеней компрессора и установка углов лопаток статора компрессора производится по приведенной частоте вращения $n_{II пр}$. При этом повышается запас газодинамической устойчивости компрессора.

6. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРИЕМИСТОСТИ ГТД

6.1. ХАРАКТЕРИСТИКА РАЗГОНА ДВИГАТЕЛЯ НА ПРИЕМИСТОСТИ

Приемистость двигателя — это процесс перехода с режима малого газа на режим максимальной тяги. Этот процесс характеризуется временем приемистости $\tau_{пр}$. Чем меньше $\tau_{пр}$, тем лучше тактико-технические и эксплуатационные свойства самолета. Время приемистости $\tau_{пр}$ зависит от разгонных свойств двигателя, программы управления подачей топлива, изменения геометрии компрессора и площади критического сечения сопла.

Разгон двигателя на приемистости наиболее полно отображается на характеристике компрессора. Для разгона двигателя необходим избыточный момент на турбине, что может быть обеспечено увеличением расхода топлива и соответствующим повышением температуры T_1^* . Рост температуры ограничивается предельно допустимым ее значением, снижением газодинамической устойчивости компрессора. Поэтому оптимальной линией разгона двигателя на характеристике компрессора является линия, расположенная ниже границы устойчивости с определенным запасом. При известных значениях G_T , n , M_T , M_K в каждой точке линии разгона время приемистости двигателя может быть определено из уравнения движения ротора турбокомпрессора

$$\frac{\pi}{30} J \frac{dn}{dt} = M_T - M_K.$$

Проведя интегрирование левой и правой части этой формулы в диапазоне $n_{мг} \dots n_{k \max}$, получим

$$\tau_{пр} = \frac{\pi}{30} J \int_{n_{мг}}^{n_{max}} \frac{dn}{M_T - M_K}. \quad (6.1)$$

Из формулы (6.1) ясно, что $\tau_{пр}$ тем меньше, чем меньше момент инерции ротора двигателя и больше избыточный момент на турбине.

Особенностью приемистости двухкаскадного ГРД является увеличение скольжения роторов $S = \bar{n}_B / \bar{n}_H$ по сравнению со скольжением роторов при медленном изменении частот вращения (рис. 6.1). При резком увеличении расхода топлива тепло-

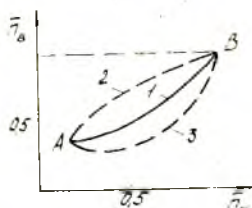


Рис. 6.1. Характер изменения частот вращения роторов двухвального ГРД: 1 — на установившихся режимах работы; 2 — при разгоне; 3 — при дросселировании

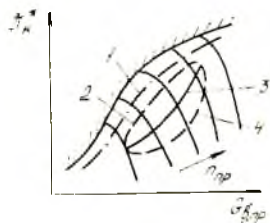


Рис. 6.2. Характеристика компрессора в процессе разгона двигателя: 1 — оптимальный разгон; 2 — реальный разгон; 3 — линия установившихся режимов; 4 — дросселирование

перепад на турбине ВД увеличивается в большей степени, чем на турбине НД. Это приводит к ускоренному увеличению частоты вращения ротора ВД и увеличению скольжения роторов; при дросселировании — наоборот. Разгонная характеристика по ротору ВД имеет такой же вид (рис. 6.2), как и для одновального ГРД. При разгоне ΔK_y уменьшается, а при дросселировании увеличивается. Разгонная характеристика по ротору НД определяется расходом воздуха на выходе из компрессора НД, т. е. частотой вращения ротора ВД. При медленном разгоне происходит некоторое снижение запаса ΔK_y , а при быстром разгоне вследствие увеличения скольжения роторов увеличивается отсос воздуха с выхода компрессора НД, что приводит к увеличению запаса устойчивости компрессора НД. При дросселировании двигателя вследствие резкого уменьшения расхода топлива вначале наблюдается увеличение ΔK_y , а в дальнейшем из-за снижения скольжения роторов запас устойчивости компрессора НД уменьшается.

При проектировании двигателя время приемистости определяется в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений и построения переходного процесса по частоте вращения n , которая наиболее точно характеризует тягу двигателя. Для современных ГТД при работе на земле $\tau_{пр} = 8 \dots 15$ с. За счет введения механизации компрессора и регулируемых выходных сопел $\tau_{пр}$ может быть снижено до $5 \dots 8$ с.

Допустимый избыток топлива, дозируемый в процессе разгона двигателя, определяется в основном устойчивостью компрессора и допустимой максимальной температурой $T_{г*max}$. Для получения $(\tau_{пр})_{min}$ необходимо изменить расход G_T по такой программе, чтобы осуществлялся разгон по оптимальной линии на характеристике компрессора (рис. 6.2). Эта программа составляется на основе кривых разгона на характеристике компрессора. Для каждой точки кривой разгона можно определить соответствующие значения G_T и n и таким образом построить оптимальную программу подачи топлива в двигатель $G_T(n)$ (рис. 6.3). Чтобы иметь одну кривую разгона при любых внешних условиях, строят характеристики разгона в приведенных параметрах (рис. 6.4).

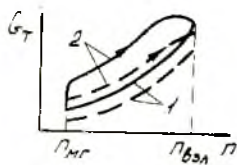


Рис. 6.3. Зависимость расхода топлива в двигателе от частоты вращения при установившихся режимах (1) и в процессе разгона (2):
 ————— $p_{в1}^* = \text{const}$;
 - - - - - $p_{в2}^* = \text{const}$
 ($p_{в2}^* < p_{в1}^*$)

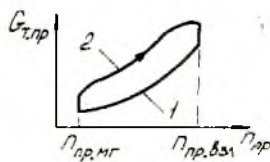


Рис. 6.4. Зависимость приведенного расхода топлива в двигателе от приведенной частоты вращения при установившихся режимах (1) и в процессе разгона (2)

Быстродействие системы подачи топлива намного превышает требуемую скорость подачи топлива во время приемистости. Поэтому в целях исключения повышенной подачи топлива в двигателе при резком переводе РУД и организации подачи топлива в соответствии с оптимальной программой (рис. 6.1) применяют специальные автоматы приемистости. Автоматы приемистости могут быть выполнены по разомкнутой и замкнутой схемам. К автоматам приемистости по разомкнутой схеме относятся гидрозамедлитель, ограничитель нарастания давления.

6.2. ГИДРОЗАМЕДЛИТЕЛЬ КАК АВТОМАТ ПРИЕМИСТОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Автомат приемистости, построенный на принципе программного (по времени) ограничения расхода топлива в двигателе, представляет собой гидрозамедлитель. Гидрозамедлитель уста-

навливается между рычагом управления двигателя и элементом настройки регулятора частоты вращения (рис. 6.5). Гидро-

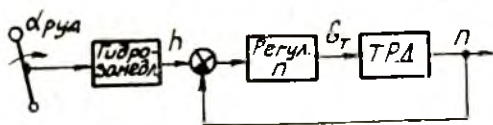


Рис. 6.5. Структурная схема САР ТРД с гидро-замедлителем

замедлитель (рис. 6.6) работает следующим образом. При переводе РУД с $\alpha_{мг}$ до $\alpha_{взд}$ втулка 1 перемещается вправо. При этом окно выпуска топлива закрывается, давление в левой полости замедлителя увеличивается и поршень 2 перемещается вправо. Скорость движения поршня 2 определяется сопротивлением дроссельного пакета 3, площадью торца поршня 2, жесткостью пружины 4 и давлением $p_{кпл}$. При пренебрежении инерционными силами и силами трения и допущении линейности характеристики дроссельного пакета система уравнений, описывающих процессы в гидрозамедлителе, имеет вид

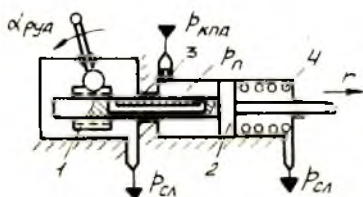


Рис. 6.6. Принципиальная схема гидрозамедлителя настройки регулятора

— уравнение баланса сил;

$$p_n F_d - \gamma_{пр} \Delta r - N_{пр0} - p_{сл} F_n = 0 \quad (6.2)$$

— уравнение баланса расхода топлива,

$$\rho F_d (d \Delta r / dt) + G (\alpha_{РУД}) = (p_{кпл} - p_n) / R_{др} \quad (6.3)$$

— уравнение баланса расхода топлива,

где p_n — давление в левой полости, F_d , F_n — площади левого и правого торцов поршня; Δr — приращение перемещения поршня со штоком; $p_{сл}$ — давление в сливной магистрали

Решая совместно уравнения (6.2) и (6.3), получим

$$T_{гз} (d \Delta r / dt) + \Delta r = K_{гз} [I(t)]_в, \quad (6.4)$$

где $T_{гз} = \rho F_d^2 R_{др} / \gamma_{пр}$ — постоянная времени; $K_{гз} = (F_d / \gamma_{пр}) p_{кпл} - (1 / \gamma_{пр}) N_{пр0} - (F_n / \gamma_{пр}) p_{сл}$ — коэффициент передачи гидрозамедлителя; $[I(t)]_в$ — единичная ступенчатая функция, характеризующая перемещение втулки при переводе РУД с $\alpha_{мг}$ до $\alpha_{взд}$.

Гидрозамедлитель представляет собой апериодическое типовое звено с переходной функцией, представленной на рис. 6.7. Следует иметь в виду, что координата выходного штока r пере-

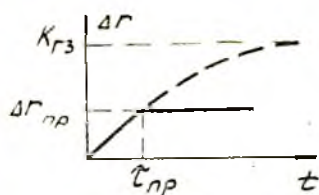


Рис. 6.7. Переходная характеристика гидрозамедлителя при резком переводе РУД на взлетный режим

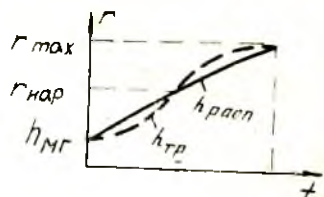


Рис. 6.8. Зависимость требуемой ($r_{т.р.}$) и располагаемой ($r_{расп.}$) пастройки регулятора по времени

местится до $K_{ГЗ}$ лишь в том случае, если для этого будут соответствующие условия, т. е. если не будет ограничений. Однако при перемещении штока вправо на величину $\Delta r_{пр} = K_{ГЗ} \cdot \Delta \alpha_{РУД}$ откроется слив топлива из левой полости и шток остановится. В формуле для $\Delta \psi_{пр}$ обозначены: $K_{ГЗ}$ — коэффициент, связывающий угол поворота $\alpha_{РУД}$ с перемещением втулки, $\Delta \alpha_{РУД} = \alpha_{взл} - \alpha_{МГ}$. Время приемистости или время перестройки регулятора при этом определяется так:

$$\tau_{пр} = T_{ГЗ} \ln \frac{K_{ГЗ}}{K_{ГЗ} - \Delta r_{пр}} \quad (6.5)$$

Располагаемая характеристика гидрозамедлителя имеет прогиб вверх (рис. 6.8), в то время как требуемая характеристика, при которой реализуется оптимальная подача топлива в двигатель, имеет прогиб вниз. Отсюда возникают определенные трудности в согласовании потребных и располагаемых характеристик гидрозамедлителя. Так как требуемый расход топлива $G_{т.р.}$ зависит от p_v^* , T_v^* , то при отсутствии высотно-скоростной коррекции характеристика гидрозамедлителя подбирается на неблагоприятные условия. Следует иметь в виду, что приемистость двигателя проходит под контролем регулятора частоты вращения, т. е. регулятор успевает практически без запаздываний отслеживать за настройкой r . Это означает, что с увеличением высоты полета регулятор снижает расход топлива G_T в двигателе. Поэтому и подача топлива при разгоне с увеличением высоты полета может снижаться.

При дросселировании двигателя требования к гидрозамедлителю менее жесткие. Необходимо, чтобы скорость снижения G_T не была больше допустимой величины, определяемой устой-

чивостью горения в камере сгорания двигателя. Скорость снижения G_T при дросселировании ГТД определяется сопротивлением канала в штоке автомата приемистости.

6.3. ОГРАНИЧИТЕЛЬ НАРАСТАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА

В качестве автомата приемистости, работающего по разомкнутой схеме, используется также ограничитель нарастания давления (ОНД) топлива перед форсунками (рис. 6.9). Ограниче-

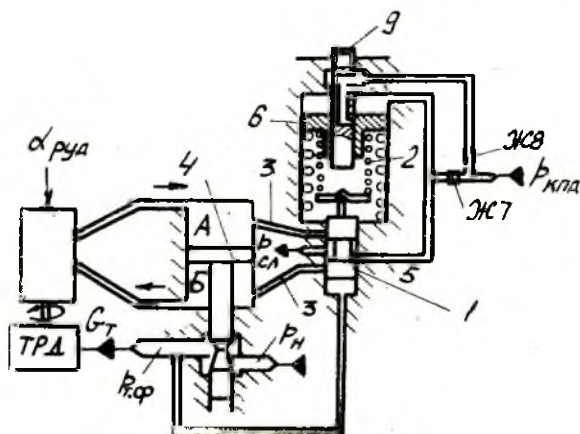


Рис. 6.9. Принципиальная схема ограничителя нарастания давления топлива

ние $G_T(n)$ в этом случае осуществляется по ограничению $p_{тф}$ за счет снижения скорости перестройки дроссельного крана. Требуемая характеристика ОНД $p_{тф} = p_{тср}(t)$ определяется по характеристике оптимального разгона $G_T = G_T(t)$ и характеристике коллектора форсунок $G_T = G_T(p_{тф})$ путем исключения G_T .

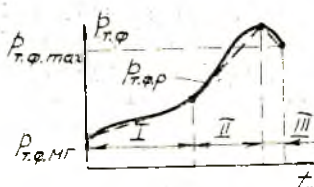


Рис. 6.10. Требуемое изменение давления на входе в форсунки в процессе разгона двигателя

Весь период разгона $\tau_{пр}$ можно разбить на три участка (рис. 6.10): I — участок медленного нарастания давления; II — участок быстрого нарастания давления; III — участок опережающего действия регулятора частоты вращения.

ОНД (см. рис. 6.9) ограничивает максимальное давление

топлива перед форсунками с переменной по времени настройкой. ОНД подключается к сервомотору исполнительного элемента регулятора частоты вращения. Управляющий золотник 1 ОНД находится под действием сил давления топлива $p_{тф}$ и пружины 2. На установившихся режимах и при плавных изменениях режима пояски золотника 1 прикрывают каналы 3 и ОНД не влияет на работу регулятора частоты вращения. При резком увеличении $\alpha_{руд}$ рост $p_{тф}$ превышает допустимую величину, золотник 1 перемещается вверх, открывая канал 3. При этом надпоршневая полость А соединяется со сливом, а полость Б под поршнем — с магистралью под давлением $p_{тф}$. Движение поршня 4 замедляется и контролируется ОНД. При перемещении золотника 1 вверх перекрывается канал 5 и в полость С над поршнем ОНД нагнетается топливо из канала с давлением $p_{кплд}$ через жиклер 7. Поршень 6 перемещается вниз, возвращая золотник 1 в исходное положение. Каналы 3 начинают перекрываться, давление $p_{тф}$ продолжает расти. Темп нарастания $p_{тф}$ зависит от скорости перемещения поршня 6, т. е. от величины сопротивления жиклера 7 и давления $p_{кплд}$. При дальнейшем перемещении поршня 6 вниз открывается дополнительно канал в штоке 9, соединяющий полость С с магистралью $p_{кплд}$ через жиклер 8. После этого подача топлива в полость С осуществляется по двум каналам, скорость перемещения поршня 6 возрастает и таким образом увеличивается темп нарастания $p_{тф}$ и G_T . При достижении участка III (см. рис. 6.10) начинается опережающее действие регулятора частоты вращения, т. е. конец участка II и начала участка III сопровождаются небольшими колебаниями. Настройка ОНД производится подбором жиклеров и осевого положения штока ОНД. Основным недостатком ОНД является то, что он не обеспечивает оптимальной подачи топлива в двигателе из-за несоответствия расхода топлива с требуемым его значением при контроле по $p_{тф}$, из-за учета внешних условий и возможных отклонений в характеристиках двигателя и системы топливопитания.

6.4 АВТОМАТ ПРИЕМИСТОСТИ ПО ВНУТРИДВИГАТЕЛЬНЫМ ПАРАМЕТРАМ

При использовании автомата приемистости по внутридвигательным параметрам (p_k^* , π_k^* , n , dn/dt и т. д.) реализуются более оптимальный режим разгона двигателя и меньшее значение $\tau_{гр}$ по сравнению с временными автоматами приемистости. Рассмотрим автомат приемистости, работающий по разности давлений $p_k^* - p_{п}$. Расход топлива в двигатель может задаваться по давлению топлива перед форсунками $p_{тф}$ или перепаду давле-

ния на дроссельном кране. В первом случае необходимо реализовать зависимость

$$p_{тф} = f(p_k^* - p_n). \quad (6.6)$$

Для задания этой зависимости вначале определяются характеристики $G_T(n)$ и $p_k^* - p_n = \psi(n)$ (рис. 6.11) при условии опти-

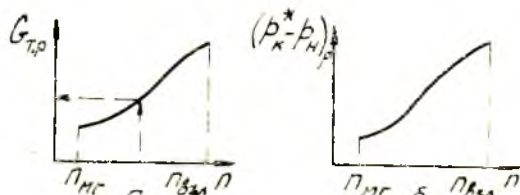


Рис. 6.11. Характеристики оптимального разгона двигателя по $G_{Tφ}$ (а) и $(p_k^* - p_n)φ$ (б)

мального разгона. Исключением из этих характеристик n находится зависимость $G_T(p_k^* - p_n)$ (рис. 6.12), которая позволяет по известным характеристикам форсунок определить искомую зависимость (рис. 6.13). Рассмотрим принцип действия автомата приемистости (рис. 6.14). В одну из полостей, образованную

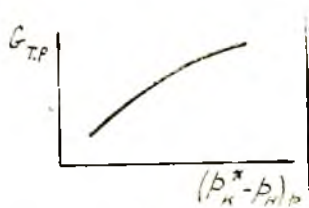


Рис. 6.12. Зависимость требуемого расхода топлива G_T от $(p_k^* - p_n)$ в процессе разгона двигателя

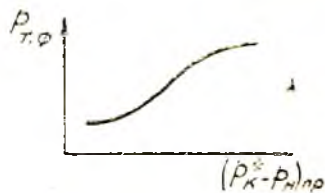


Рис. 6.13. Зависимость требуемого давления топлива на входе в форсунки в процессе разгона двигателя

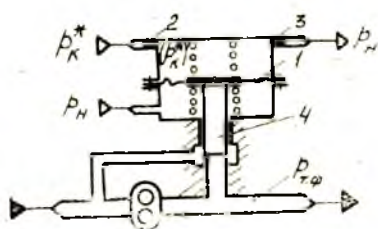


Рис. 6.14. Принципиальная схема автомата приемистости двигателя по разности давлений $p_k^* - p_n$

мембраной 1 и корпусом, подводится через воздушный редуктор, образованный жиклерами 2 и 3, давление воздуха из-за компрессора p_k^* , а в другую полость — давление окружающей среды. При сверхкритических перепадах на жиклерах давление в полости под мембраной 1 равно $(p_k^*)' = (F_1 / F_2) p_k^*$. В процес-

се разгона увеличивается давление p_k^* , что приводит к прогибу мембраны 1 и перемещению золотника 4 вниз. При этом уменьшается слив топлива на выходе из насоса и увеличивается давление топлива $p_{тф}$. Каждому значению $p_k^* - p_n$ соответствует определенное значение $p_{тф}$ и $G_{тф}$. Рассматривая уравнение равновесия сил, действующих на золотник, будем иметь:

$$p_{тф} = \frac{F_{мб} F_1}{F_2 F_3} p_k^* - \frac{F_{мб}}{F_3} p_n - \frac{1}{F_3} N_{пр}$$

или

$$p_{тф} = \frac{F_{мб}}{F_3} \frac{F_1}{F_2} (p_k^* - p_n) + \frac{F_{мб}}{F_3} \left(\frac{F_1}{F_2} - 1 \right) p_n - \frac{1}{F_3} N_{пр},$$

где $F_{мб}$, F_3 — эффективная площадь мембраны и площадь торца золотника; $N_{пр}$ — усилие затяжки пружины, которое принимается постоянным ввиду малости хода золотника. Таким образом, располагаемая характеристика автомата приемистости имеет прямую линию (рис. 6.15), в то время как требуемая

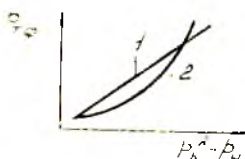


Рис. 6.15. Зависимость располагаемых (1) и требуемых (2) давлений $p_{тф}$ в процессе разгона двигателя

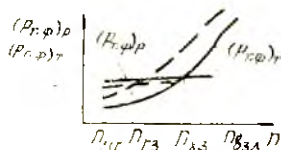


Рис. 6.16. Зависимость требуемого $(p_{тф})_д$ и располагаемого $(p_{тф})_р$ давлений от частоты вращения двигателя

характеристика имеет сложную зависимость. Изменять угол наклона прямой и приближать ее к требуемой кривой можно за счет изменения площадей проходных сечений жиклеров F_1 и F_2 , площади мембраны $F_{мб}$ и золотника F_3 .

К недостаткам автомата приемистости по $p_k^* - p_n$ относится колебательный пореходный процесс в топливной системе в момент закрытия клапанов перепуска воздуха в компрессоре. Кроме того, в эксплуатации наблюдаются дефекты «холодного» и «горячего» зависания. «Холодное» зависание ($n_{хз}$) реализуется в том случае, когда располагаемая характеристика автомата пересекается с кривой требуемых давлений $p_{тф}$ на установившихся режимах до достижения максимального режима (рис. 6.16). В этом случае двигатель не выходит на режим n_{max} . Это связано с неточной настройкой агрегата. «Горячее» зависание ($n_{гз}$) получается при попадании двигателя в область неустойчивых режимов работы компрессора. При этом p_k^*

падает и соответственно снижается располагаемая $p_{тф}$, а требуемая подача топлива из-за снижения КПД узлов увеличивается.

Оптимальный разгон двигателя при изменении внешних условий может быть обеспечен при дозировании расхода топлива по законам подобия процессов. Подобие процессов разгона может быть получено в результате поддержания определенных зависимостей комплекса параметров, например:

$$а) \quad \frac{G_x}{p_k^* n} = \text{const}; \quad \frac{G_T}{p_k^* n} = f(p_k^*); \quad \frac{G_i}{p_k^* n} = f(n_{пр}, T_n^*);$$

$$б) \quad \frac{dn}{dt} \frac{1}{p_k^*} = \text{const}; \quad \frac{dn}{dt} \frac{p_T^*}{(p_k^*)^2} = f(n_{пр}).$$

Эти комплексы параметров позволяют учитывать не только внутриводвигательные параметры, но и внешние, по которым можно провести ограничение параметров. Реализация комплекса параметров б) характерна для электронных систем регулирования. Это объясняется более точным измерением dn/dt в электронных системах (рис. 6.17). Применение такого автомата приемности позволяет осуществить разгон двигателя с мини-

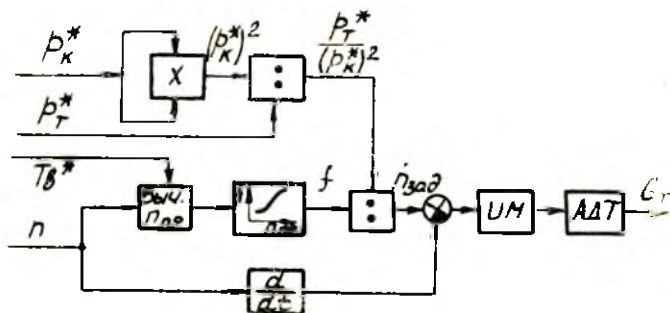


Рис. 6.17. Структурная схема автомата приемности, дозирующего расход топлива по комплексу параметров $(dn/dt) (p_T^*/p_k^*) = f(n_{пр})$

мальным временем и при постоянных запасах по газодинамической устойчивости компрессоров при любых внешних условиях и изменениях внутриводвигательных параметров. Управление разгоном по ускорению ротора двигателя позволяет учесть влияние на разгон таких факторов, как отвод тепла в элементы конструкции, изменение полноты сгорания топливной смеси в камере сгорания, изменение плотности, теплоемкости и других параметров газа.

6.5. АВТОМАТИКА ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА В КОМПРЕССОРЕ ДВИГАТЕЛЯ

Выполнение требования по минимальному времени приемистости двигателя за счет оптимальной подачи топлива затруднительно из-за необходимости точного задания расхода топлива G_T и возможных отклонений запаса газодинамической устойчивости компрессора ΔK_u . Для повышения ΔK_u при ускоренной подаче топлива в процессе разгона двигателя осуществляется: перепуск воздуха со средних ступеней компрессора; изменение углов установки лопаток направляющего аппарата Фрн передних и задних ступеней компрессора. Для перепуска воздуха F_n и регулирования направляющих аппаратов компрессора используют автоматические системы, действующие в основном по разомкнутой схеме с сигналом управления по $\alpha_{руд}$ или по внутриводвигательным параметрам (рис. 6.18). Рассмотрим принципиальную схему и работу автомата перепуска, действующего по сигналу от частоты вращения ротора двигателя (рис. 6.19). На режиме МГ ленты (клапаны) перепуска воздуха открыты.

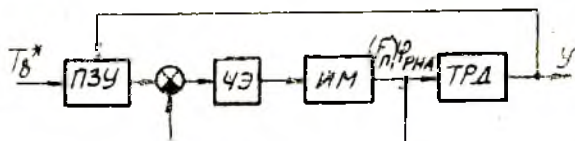


Рис. 6.18. Обобщенная функциональная схема системы управления компрессора двигателя

Золотник 1 центробежного чувствительного элемента находится в крайнем нижнем положении. При этом поршень 2 исполнительного механизма автомата перепуска под действием давле-

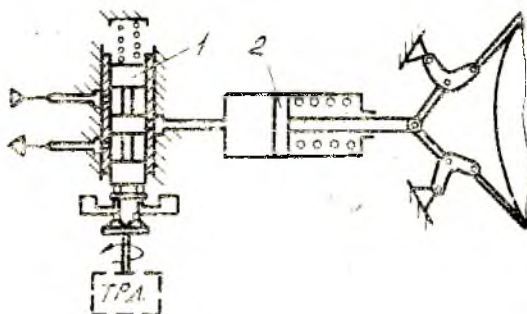


Рис. 6.19. Принципиальная схема автомата перепуска воздуха из компрессора по сигналу от частоты вращения ротора двигателя

ния $p_{клд}$ находится в крайнем правом положении («открыто»). При увеличении частоты вращения в процессе разгона двигателя и достижении $n = n_{закр}$ золотник 1 перемещается вверх, соединяя левую от поршня 2 полость со сливом. Поршень 2 под действием пружины перемещается в крайнее левое положение «закрыто». Перепуск воздуха прекращается. Характеристика компрессора с перепуском воздуха при малых расходах воздуха $G_{в пр}$ располагается выше характеристики компрессора без перепуска, но с малым наклоном.

Введение перепуска воздуха увеличивает располагаемые запасы ΔK_y на пониженных и средних режимах работы двигателя и уменьшает ΔK_y при повышенных режимах (рис. 6.20).

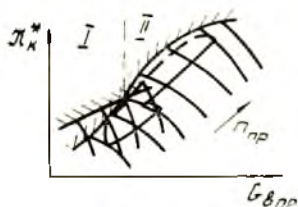


Рис. 6.20. Характеристика компрессора двигателя при различных положениях лент перепуска воздуха: I — открыто, II — закрыто

Переключение лент перепуска должно осуществляться при достижении определенных значений n или $n_{пр}$. При этом автомат перепуска воздуха должен обладать достаточно большим быстродействием, так как запаздывание в закрытии лент может привести к снижению ΔK_y .

Действие автомата перепуска воздуха происходит под контролем регулятора частоты вращения. Поэтому, если частоты вращения закрытия $n_{закр}$, открытия $n_{откр}$ будут совпадать, то возможны устойчивые автоколебания в системе, характеризующиеся периодическим открытием и закрытием («хлопаньем») лент перепуска.

Действительно, двум положениям лент перепуска соответствуют две статические (дрессельные) характеристики двигателя (рис. 6.21). При медленном снижении режима работы двигателя в точке 1 автомат откроет окна перепуска. Так как требуемая подача топлива при открытых окнах меньше

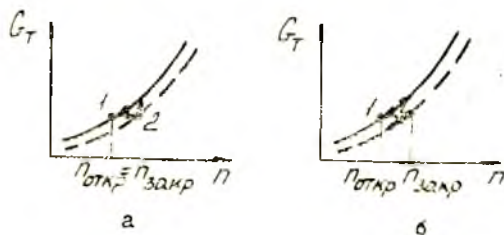


Рис. 6.21. Дрессельные характеристики двигателя при закрытых (—) и открытых (---) окнах перепуска воздуха из компрессора: а — $n_{откр} = n_{закр}$;

б — $n_{откр} < n_{закр}$

(пунктирная кривая), то действительный расход G_T окажется больше, чем требуемый, и частота вращения начнет расти в направлении к точке 2. Как только частота вращения превысит $n_{откр} = n_{закр}$, автомат перепуска закроет окна перепуска воздуха. Поскольку действительный расход G_T при этом меньше требуемого, частота вращения начнет уменьшаться и при достижении $n = n_{откр} = n_{закр}$ окна вновь откроются и т. д. Частота и амплитуда автоколебаний зависят от быстродействия автомата, динамических свойств двигателя и его дроссельных характеристик при открытых и закрытых окнах перепуска воздуха. Такой режим работы двигателя приводит к снижению его ресурса и надежности. Для исключения «хлопанья» лент перепуска в автомат вводят гистерезисный элемент, обеспечивающий $n_{закр} > n_{откр}$ (см. рис. 6.21). Таким элементом в автомате является золотник 1 с положительным перекрытием окон (ширина центрального пояса шире, чем ширина окон). Величина положительного перекрытия определяется по зависимости

$$\Delta y = \frac{2 N_{цб}}{r_{цр} n_{откр}} \cdot \Delta n_{гвст},$$

где $N_{цб}$ — осевая составляющая центробежных сил грузиков при $n = n_{откр}$. Сигнал на открытие окон подается в процессе уменьшения n при подходе верхней кромки пояса золотника 1, а на закрытие — при увеличении n и подходе нижней кромки пояса золотника к окну гильзы. При такой гистерезисной характеристике автомата хотя и будет наблюдаться незначительное изменение частоты вращения при открытии и закрытии окон перепуска, но без «хлопанья» лент перепуска. Для учета внешних условий (T_v^* , ρ_v^*) при перепуске воздуха чаще используют автоматы, действующие по сигналу от приведенной частоты вращения $n_{пр}$ или π_k^* .

6.6. АВТОМАТИКА ПОВОРОТНЫХ ЛОПАТОК НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ КОМПРЕССОРА

Поворот лопаток направляющих аппаратов компрессора улучшает протекание характеристик компрессора, позволяет работать в зоне с максимальными КПД. При этом повышается запас устойчивости компрессора и уменьшается время приемистости. Во избежание помпажа и для улучшения характеристик компрессора на малых приведенных частотах вращения необходимо лопатки передних НА разворачивать в сторону отрицательных установочных углов. По мере увеличения частоты вращения лопатки НА следует поворачивать в сторону положительных углов. Направление поворота лопаток задних НА дол-

жно быть противоположным направлению лопаток передних НА. Чем больше регулируемых НА, тем больше возможность получения наиболее благоприятного протекания характеристик компрессора. Однако с целью упрощения конструкции часто ограничиваются одним или двумя направляющими аппаратами, регулируемые непрерывно или ступенчато. Программы управления могут быть построены по зависимостям: $\varphi(n)$, $\varphi(n_{пр})$, $\varphi(\pi_k^*)$,

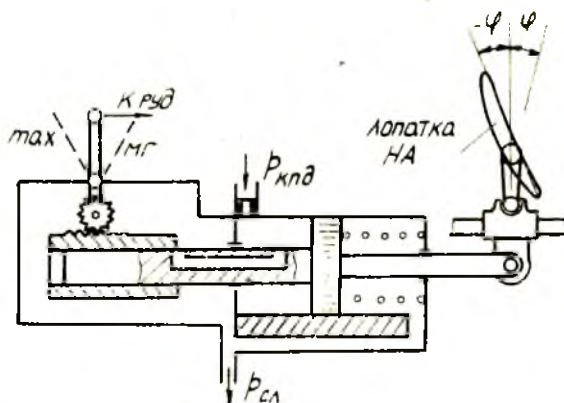


Рис. 6.22. Схема регулирования угла установки лопатки направляющего аппарата компрессора по $\alpha_{руд}$

$\varphi(\alpha_{руд})$. Рассмотрим схему регулирования лопаток НА по программе $\varphi(\alpha_{руд})$. Эта программа составляется на основе характеристик компрессора и зависимостей $n(\alpha_{руд})$ или $n_{пр}(\alpha_{руд})$. Конструктивно эта система может быть построена по схеме следующей системы или усилителя — гидрозамедлителя (рис. 6.22). Структурная схема представлена на рис. 6.23.



Рис. 6.23 Структурная схема регулирования угла установки лопатки направляющего аппарата компрессора по $\alpha_{руд}$

Быстродействие сервомотора согласуется с приемистостью двигателя по частоте вращения так, чтобы в процессе разгона поворот лопаток в сторону положительных углов φ проходил с некоторым запаздыванием по отношению к статической зависимости $\varphi(\alpha_{руд})$, при дросселировании — наоборот. Более точ-

ное управление φ достигается при действии по программе φ ($n_{пр}$).

7. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ТВД

7.1. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТВД

Системы регулирования ТВД предназначены для осуществления запуска, поддержания или изменения режима работы двигателя по заданной программе, с учетом условий полета, ограничения от чрезмерных динамических и тепловых нагрузок на узлы. Системы регулирования ТВД могут быть выполнены по принципу замкнутого и разомкнутого регулирования. Преимуществом замкнутых схем регулирования (рис. 7.1) является

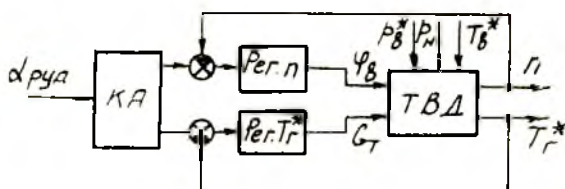


Рис. 7.1. Функциональная схема замкнутой САУ частоты вращения n и температуры газа $T_{г^*}$ одновального ТВД

высокая точность поддержания регулируемых параметров (n , $T_{г^*}$) при действии любых возмущающих воздействий. Недостаток — трудно обеспечить устойчивость работы системы во всем диапазоне режимов работы двигателя и внешних условий. Поэтому систему регулирования по одному из параметров делают замкнутой, а по другому — разомкнутой (рис. 7.2). В разомк-

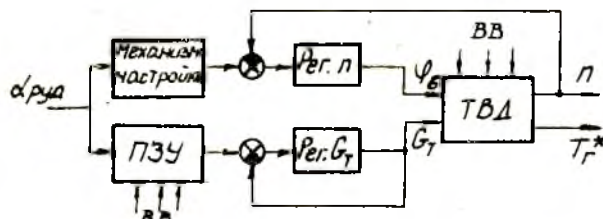


Рис. 7.2. Функциональная схема замкнутой САУ, ТВД, включающая замкнутую САУ частоты вращения n и разомкнутую САУ температуры газа $T_{г^*}$

пугой САР по температуре $T_{г}^*$ возмущающее воздействие одновременно поступает как на объект регулирования, так и на регулятор $T_{г}^*$. Регулятор $T_{г}^*$ выдает команду на изменение регулирующего фактора для парирования действия внешних возмущений, приводящих к отклонению $T_{г}^*$. Расход топлива в двигатель при изменении внешних условий должен изменяться по зависимости $G_{т} = p_{в}^* f(n, T_{в}^*)$. Так как частота вращения n и $T_{г}^*$ зависят от $\alpha_{руд}$ или определяются программой регулирования $n = n(\alpha_{руд})$, $T_{г}^* = T_{г}^*(\alpha_{руд})$, то можно записать $G_{т} = p_{1}^* \times \times f_2(\alpha_{руд} T_{г}^*)$. Для поддержания $T_{г}^*_{max} = const$ при изменении внешних условий необходимо увеличивать $G_{т}$ пропорционально $p_{в}^*$ и снижать $G_{т}$ с ростом $T_{в}^*$. Такой закон подачи топлива в двигатель реализуется в программно-задающем устройстве (ПЗУ). Ограничение мощности, передаваемой на винт, производится ограничением подачи топлива в двигателе. Ограничение $M_{в}$ может производиться по замкнутой и разомкнутой схеме. При использовании замкнутой схемы $M_{в}$ измеряется измерителем крутящего момента (ИМК). Замкнутая схема более точна, поэтому она широко применяется в практике.

7.2. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ТВД

Среди систем регулирования частоты вращения ТВД наибольшее распространение получили регуляторы n непрямого действия с гидравлическим астатическим сервомотором (рис. 7.3).

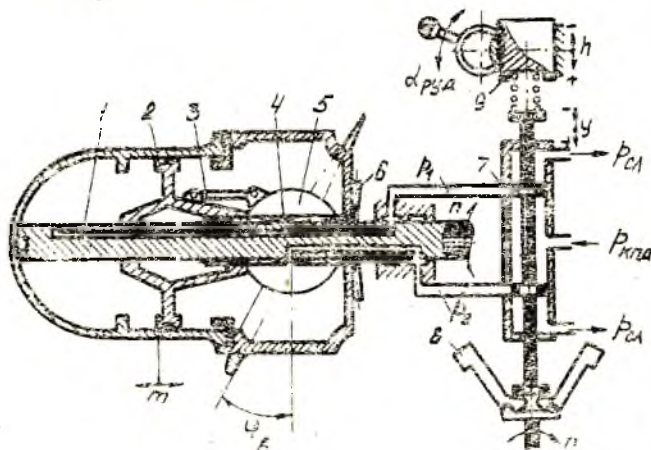


Рис. 7.3. Схема регулятора частоты вращения ротора ТВД: 1 — вал маслопровода; 2 — поршень; 3 — шатун; 4, 6 — шлицы; 5 — комель винта; 7 — золотник; 8 — грузики центростремительного чувствительного элемента; 9 — задающее устройство

Регулятор включает в себя маятниковый центробежный чувствительный элемент и гидравлический сервомотор поршневого типа, расположенный непосредственно в коке воздушного винта. Обратная связь отсутствует, так как поршень сервомотора расположен во вращающейся втулке, а управляющий золотник сервомотора — на корпусе двигателя. Это затрудняет конструктивную реализацию механической обратной связи. Пусть на двигатель действуют внешние возмущения таким образом, чтобы частота вращения n понизилась. При этом центробежные силы грузиков уменьшаются и золотник регулятора перемещается вниз. Магистраль с давлением $p_{кнд}$ соединяется с правой полостью сервомотора, а левая полость соединяется со сливом. Под действием перепада давления сервопоршень перемещается влево, уменьшая угол установки лопасти винта. Винт разпружинается и частота вращения восстанавливается. Так как регулятор астатический, то переходный процесс длителен и сопровождается колебаниями частоты вращения.

Рассмотрим уравнения динамики САР частоты вращения ТВД. Уравнение чувствительного элемента в пренебрежении инерционными силами и силами трения описывается зависимостью

$$\delta y = K_{\psi} \delta n - K_{\alpha} \delta \alpha_{руд}, \quad (7.1)$$

где $K_{\psi} = (\partial y / \partial n)_0 (n_0 / y_0)$ — коэффициент усиления чувствительного элемента по частоте вращения; $K_{\alpha} = (\partial y / \partial \alpha_{руд})_0 (\alpha_{0руд} / y_0)$ — коэффициент усиления чувствительного элемента по затяжке пружины. Уравнение для сервомотора, полученное из соотношения баланса расходов, имеет вид

$$d \delta \varphi / dt = -K_{\varphi y} \delta y, \quad (7.2)$$

где $K_{\varphi y} = 360 Q_0 / (\pi d_k F_{\Pi} \varphi_0)$ — коэффициент передачи сервомотора; F_{Π} — площадь поршня сервомотора. Записывая полученные уравнения для чувствительного элемента, исполнительного механизма совместно с уравнением динамики однофазного ТВД, получим систему уравнений для САР частоты вращения:

$$\left. \begin{aligned} T_d (d \delta n / dt) + \delta n &= K_{nG} \delta G_T + K_{n\varphi} \delta \varphi, \\ (d \delta \varphi / dt) &= -K_{\varphi y} \delta y, \\ \delta y &= K_{\psi} \delta n - K_{\alpha} \delta \alpha_{руд}. \end{aligned} \right\} \quad (7.3)$$

Структурная схема САР, соответствующая системе уравнений, представлена на рис. 7.4. Качество переходного процесса можно определить, решив систему уравнений при ступенчатом изменении настройки $\delta \alpha_{руд} = A_{\delta \alpha} [1(t)]$ или расхода топлива $\delta G_T = A_{\delta G_T} [1(t)]$. Пусть, например, ступенчато изменяется на-

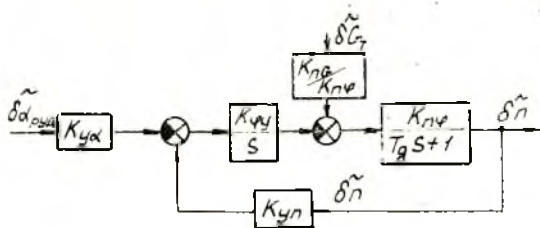


Рис. 7.4. Структурная схема САР частоты вращения ТВД

стройка регулятора (рис. 7.5). Переходный процесс по частоте вращения и углу установки винта сопровождается колебаниями,

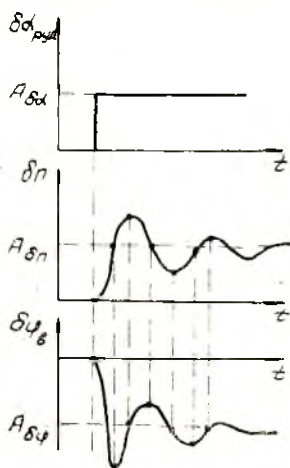


Рис. 7.5. Переходные функции по частоте вращения и углу установки винта ТВД при резкой перенастройке регулятора

но без статической ошибки регулирования, что характерно для астатических систем. Переходные процессы наглядно можно показать в параметрической форме. Для этого в координатах $\varphi_{в}-n$ откладывают значения $\varphi_{в}$ и n для соответствующих времен переходного процесса (рис. 7.6).



Рис. 7.6. Зависимость угла установки $\varphi_{в}$ от частоты вращения n в САР ТВД во время переходного процесса

После перенастройки регулятора частоты вращения с n_1 на n_2 регулятор облегчает винт и кривая переходного процесса протекает ниже статической характеристики. При этом появляется «провал» тяги ТВД. Этот провал тем больше, чем больше перенастройка регулятора и чем больше быстродействие сервомотора. Провал тяги объясняется инерционностью двигателя, частота вращения не успевает отслеживать за углом установки винта $\varphi_{в}$, вследствие чего получается заброс по углу установки $\varphi_{в}$ в сторону уменьшения. При резком снижении расхода топлива с G_{T5} до G_{T3} наблюдается также «провал» мощности

ТВД (рис. 7.7). Может даже появиться отрицательная тяга винта. Провал по мощности будет тем больше, чем меньше быстродействие ($K_{\varphi y}$) сервомотора. Отсюда следует, что для уменьшения провала мощности N_b необходимо увеличить быстродействие ($K_{\varphi y}$), чтобы сервомотор быстрее отслеживал за частотой вращения n .

Это требование входит в противоречие с требованием уменьшения $K_{\varphi y}$ для снижения провала N_b при перенастройке регулятора. Поэтому здесь возникает задача об отыскании оптимальных параметров системы из условия обеспечения заданного переходного процесса по мощности N_b . Это противоречие разрешается, если настройку регулятора частоты вращения делать неизменной $n_{max} = const$, а дросселирование двигателя осуществлять изменением расхода топлива.

Тогда, максимально увеличив быстродействие сервомотора (увеличив $K_{\varphi y}$), можно улучшить динамические свойства системы регулирования, уменьшить провалы по мощности двигателя. Этот принцип реализован во многих системах регулирования ТВД. Быстродействие системы можно увеличить за счет увеличения давления $p_{квд}$, введения дополнительных усилителей. Если и после этого мероприятия перерегулирование по частоте вращения (при приемистости двигателя) превышает заданное значение, то вводят ограничитель n поступающей частоты вращения, которая сравнивается с предельным значением, и при превышении $n > n_{пред}$ вырабатывается сигнал на уменьшение подачи топлива (через регулятор температуры). Таким образом, осуществляется ограничение n уменьшением G_T .

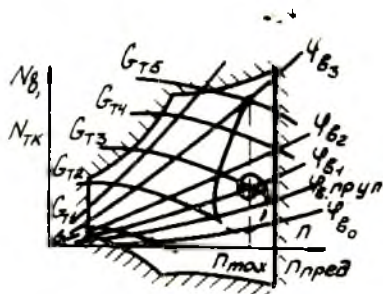


Рис. 7.7. Зависимость мощности N_b от частоты вращения n при снижении расхода топлива

7.3. САР ТЕМПЕРАТУРЫ T_v^* ОДНОВАЛЬНОГО ТВД

САР температуры T_v^* ТВД часто выполняется по разомкнутой схеме с одновременным ограничением мощности, передаваемой на винт, по параметрам внешних условий (рис. 7.8). Поддержание заданного значения $T_v^* = const$ производится изменением расхода топлива $G_T = f_1(\alpha_{руд} p_v^*, T_v^*)$, а ограничение мощности N_b — ограничением подачи топлива $G_{Tогр} = f_2(p_v^*, T_v^*, p_n)$. Рассмотрим схему и принцип действия САР ТВД (см. рис. 7.8).

От шестеренчатого насоса 1 топливо подается к ТВД через дроссельный кран с золотником 3, имеющим возможность поворачиваться и перемещаться вдоль оси. Площадь проходного сечения крана изменяется пропорционально углу поворота ($\alpha_{\text{крд}}$) и перемещению золотника (коррекция по p_v^* , T_v^*). Заданный расход топлива через дроссельный кран поддерживается регулятором постоянного перепада давления 2 прямого действия. В осевом направлении золотник перемещается поршневым гидроусилителем 4 с управляющим золотником 8, который приводится в движение рычагом 9 (при регулировании T_{Γ}^*) или рычагом 11 (при ограничении мощности). При увеличении давления p_v^* анероидная коробка 5 сжимается и рычаг 9 поворачивается против часовой стрелки, золотник 8 перемещается вниз, увеличивая слив топлива из полости А. Давление в полости А уменьшается и втулка 4 под усилием пружины перемещается вниз, отслеживая положение золотника 8. Площадь проходного сечения дроссельного крана увеличивается, расход топлива G_T увеличивается пропорционально повышению p_v^* . При снижении T_v^* чувствительный элемент 6 сжимается, что приводит к перемещению ролика 7 вправо на увеличение расхода топлива.

Ограничение мощности, передаваемой на винт, производится ограничением хода золотника 8 вниз рычагом—упором 11. Если бы мощность, передаваемая на винт N_v , зависела бы только от G_T , то при $n = \text{const}$ упор 11 можно было бы зафиксировать в одном положении. Однако N_v зависит и от внешних условий, поэтому упор 11 нужно делать подвижным в функции от T_v^* и давлений p_n^* , p_n^* . Ограничитель мощности N_v включает измеритель разности давлений, состоящий из сильфона 15 и анероида 14, суммарная деформация которых определяет положение упора 11. Из уравнения баланса сил, действующих на шток 13 со стороны пружины 12, анероида 14 и сильфона 15, следует

$$\Delta x = \Delta p_n \left[\frac{F_a + F_c}{\gamma_{\Sigma}} - \frac{F_c}{\gamma_{\Sigma}} \frac{\Delta p_v^*}{\Delta p_n} \right]$$

или после приведения к координате упора Δx_{yn}

$$\Delta x_{yn} = \Delta p_n \left[\frac{b(F_a + F_c)}{a \gamma_{\Sigma}} - \frac{b F_c \Delta p_v^*}{a \gamma_{\Sigma} \Delta p_n} \right], \quad (7.4)$$

где Δp_n , Δp_v^* — приращения соответствующих давлений, e , a — длины плеч рычага 11; F_a , F_c — эффективные площади анероида 14 и сильфона 15; γ_{Σ} — суммарная жесткость пружины 12, анероида 14 и сильфона 15.

Из формулы (7.4) ясно, что с увеличением p_n (Δp_n) расход топлива, при котором начинается ограничение мощности, воз-

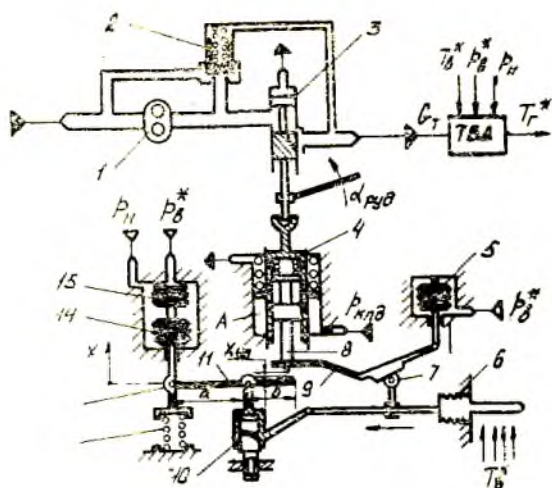


Рис. 7.8. Принципиальная схема разомкнутой САР температуры $T_{г}^*$ одновального ТВД

растает, а с увеличением $p_{в}^*/p_{н}^*$ ($\Delta p_{в}^*/\Delta p_{н}^*$), наоборот, $G_{т\text{ огр}}$ уменьшается. При увеличении $p_{н}$ расход воздуха увеличивается и при постоянном расходе $G_{т} = \text{const}$ уменьшается мощность турбокомпрессора. Для сохранения заданной (ограничиваемой) мощности, передаваемой на винт, необходимо повысить расход топлива $G_{т\text{ огр}}$. При повышении $p_{в}^*/p_{н}^*$ увеличивается степень расширения газа на турбине и соответственно избыточная мощность $N_{тк}$, передаваемая на винт. Для сохранения $N_{в} = \text{const}$ при увеличении $p_{в}^*/p_{н}^*$ необходимо уменьшить расход топлива $G_{т\text{ огр}}$. Ограниченная подача топлива в зоне ограничения мощности $N_{в}$ производится и с учетом температуры $T_{в}^*$. Центр поворота рычага 11 смещается корректором 10, который, в свою очередь, перемещается за счет вращения рычага под действием термочувствительного элемента 6. При работе регулятора в зоне ограничения мощности $N_{в}$ чем больше $T_{в}^*$, тем больше должен быть расход топлива. Однако с ростом $T_{г}^*$ может возникнуть опасность помпажа компрессора, но после некоторой величины $T_{г}^*$ корректор 10 настраивается не на увеличение, а на уменьшение расхода топлива $G_{т}$. При этом мощность $N_{в}$ с ростом $T_{в}^*$ будет уменьшаться. В зоне регулирования $T_{г}^*$ имеет место зазор между упором 11 и золотником 8 гидросилителя, а в зоне ограничения мощности $N_{в}$ будет зазор между золотником 8 и рычагом 9 компенсации $p_{н}^*$ и $T_{в}^*$.

7.4. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ САУ ТВД НА РЕЖИМЕ ПРИЕМИСТОСТИ

На режиме приемистости ТВД подача топлива в двигателе осуществляется по внутривысшему параметру — частоте вращения ротора n (рис. 7.9). При разгоне ТВД рычаг управления устанавливается в положение заданного режима $\alpha_{руд}$. При этом рычаг 1 поворачивается под действием пружины до

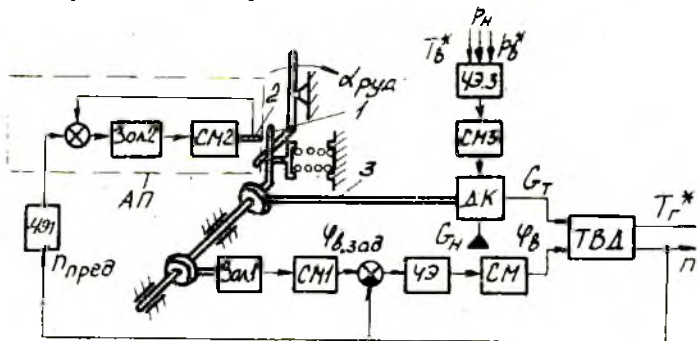


Рис. 7.9. Функциональная схема САУ ТВД с автоматом приемистости

соприкосновения со штоком 2 сервомотора СМ2 (выбирается зазор δ), открывается окно дроссельного крана ДК, связанного через шток 3 с рычагом 1. Топливо подается в камеру сгорания с определенным начальным расходом и ротор двигателя начинает раскручиваться. По мере возрастания частоты вращения растет давление на выходе из центробежного элемента 1. Золотник 2 смещается и сервомотор СМ2 в следующем режиме отводит шток 2 влево. Рычаг 1 под действием пружины отслеживает положение штока, увеличивая расход топлива. Таким образом осуществляется программная по частоте вращения n подача топлива в процессе разгона двигателя. Одновременно с поворотом рычага 1 изменяется положение управляющего золотника 1, который через сервомотор СМ1 изменяет затяжку пружины регулятора частоты вращения n на увеличение $\varphi_в$. В системе управления имеется корректирующее устройство (ЧЗ3, СМ3), изменяющее подачу топлива G_T в соответствии с изменением внешних условий.

Рассмотрим процесс выхода ТВД на режим максимальной тяги по дроссельной характеристике. При запуске двигателя и работе на малом газе лопасти винта устанавливаются на минимальный угол $\varphi_в = \varphi_{мин} = \varphi_0$. Это обеспечивает быстрый запуск и набор мощности двигателя. При частоте вращения n_{MG} резкая

подача топлива приводит к тому, что двигатель быстро набирает максимальную мощность за 1...2 с. Мощность винта развивается гораздо медленнее из-за медленной скорости установки винта на большие углы $\varphi_{в}$. Поэтому частота вращения из-за малых углов и большой избыточной мощности двигателя быстро достигает n_{\max} , и дальнейшее повышение частоты вращения ограничивается специальным ограничителем. Этот ограничитель при достижении $n_{\text{пред}}$ уменьшает расход топлива. При этом частота вращения начинает падать до достижения n_{\max} . Мощность, развиваемая винтом в процессе приемистости, имеет колебательно-нарастающий характер. Поэтому приемистость ТВД длится 15...20 с.

При дросселировании двигателя за счет снижения температуры $T_{г^*}$ при сохранении частоты вращения n может произойти провал по мощности и даже появиться отрицательная тяга. Чтобы этого не произошло, применяют упоры $\varphi_{в ул} = 10 \dots 12^\circ$. При достижении $\varphi_{в ул}$ изменение частоты вращения происходит по кривой $\varphi_{в ул} = \text{const}$, а в дальнейшем по обычной кривой, рассмотренной ранее. Кроме того, для обеспечения минимальной тяги предусмотрен упор малого газа РУД.

Для повышения безопасности полета применяются дополнительные автоматы, обеспечивающие фиксацию угла лопасти винта при его раскрутке, автоматическое флюгирование (установка лопасти винта под углом 90°). Автоматический фиксатор шага винта срабатывает при превышении частоты вращения винта выше некоторой предельной величины. Система автоматического флюгирования срабатывает от датчика отрицательной тяги, установленной на валу винта, при превышении $(n_{\max})_{\text{пред}}$ на определенную величину.

Во флюгерное положение винты могут быть установлены и в аварийных ситуациях по команде летчика.

8. ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

8.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЭЛЕКТРОННЫХ САУ ДВИГАТЕЛЕЙ

Управление сложными процессами в современных авиационных двигателях при помощи традиционных гидромеханических САУ становится все более затруднительным. Это связано с рядом причин, главной из которых является то, что для дальнейшего повышения эффективности ГТД необходимо увеличивать число регулируемых, ограничиваемых, контролируемых параметров и усложнять программы регулирования, а также согла-

совывать работу воздухозаборника, газогенератора и сопла двигателя. Число выполняемых функций САУ ТРДДФ достигает 25 и более. Гидромеханические системы с этой задачей уже не справляются. Поэтому, начиная с 1960-х годов, разрабатывают электронные системы управления [2, 7].

ЭСУ по принципу действия подразделяются на супервизорные и полностью электронные системы (рис. 8.1). Супервизорные ЭСУ подключаются параллельно гидромеханической САУ и действуют на один и тот же исполнительный элемент с целью повышения точности регулирования на отдельных ответственных режимах работы двигателя. Полностью электронные системы управления являются основной САУ двигателя, а упрощенная гидромеханическая часть является дублирующей системой на случай отказа ЭСУ.

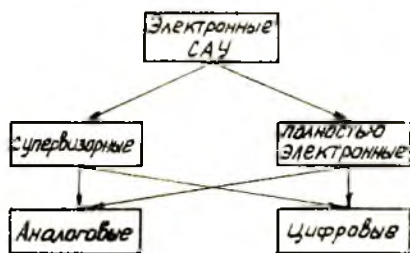


Рис. 8.1. Классификация электронных систем управления двигателями

По форме электрического сигнала супервизорные и полностью электронные САУ, в свою очередь, делятся на аналоговые и цифровые. В аналоговых ЭСУ информация передается и преобразовывается в виде изменения напряжения постоянного тока, величины амплитуды или частоты переменного напряжения. В цифровых ЭСУ электрический сигнал имеет форму дискретных импульсов напряжения. Каждому значению параметра, например частоте вращения, соответствует вполне определенное закодированное число.

Первые электронные (электрические) САУ относятся к САУ температуры газа на входе в турбину. Это связано с тем, что сигнал на выходе из преобразователя температуры (термопары) представлял напряжение, которое имело малую величину. Это напряжение усиливалось магнитным усилителем, сравнивалось с предписанным значением и сигнал рассогласования после дополнительного усиления поступал на исполнительный элемент. В 1970-х годах начали интенсивно разрабатываться цифровые ЭСУ, в частности для двигателя «Олимп 593» сверхзвукового пассажирского самолета Конкорд.

Для ЭСУ характерны следующие преимущества:

при минимальных массе и габаритах ЭСУ позволяют реализовать сколь угодно сложную (оптимальную) программу регулирования с учетом практически неограниченного числа РП и РФ;

ЭСУ дает возможность легко построить единую САУ всей

двигательной установки, включающей воздухозаборник, газогенератор, форсажную камеру и реактивное сопло, а также единую систему управления самолета в целом;

обеспечивает более высокую точность поддержания РП, что позволяет повысить тягу, экономичность и ресурс двигателя;

ЭСУ, обладая большой гибкостью, дает возможность проверить все желаемые программы регулирования на стадии проектирования и доводки двигателя и САУ;

в ЭСУ могут осуществляться тестовые проверки, самоконтроль, выявление неисправностей до их проявления.

Указанные преимущества в основном относятся к цифровым ЭСУ, как наиболее перспективным [13, 14].

Однако ЭСУ присущ и ряд недостатков, которые сдерживают широкое их внедрение в авиационную технику:

высокая чувствительность к дестабилизирующим факторам (к электромагнитным полям, виброускорениям, высоким температурам);

низкая надежность по сравнению с гидромеханическими САУ;

необходимость специальных источников электрического напряжения;

необходимость разработки датчиков с высокой точностью и надежностью.

Для исключения влияния электромагнитных полей (помех) применяют дополнительную экранировку кабелей ЭСУ, это увеличивает ее массу. Масса кабелей составляет более 50% массы всей ЭСУ. Менее подвержены электромагнитным полям световоды из волоконной оптики, но их применение требует разработки промежуточных преобразователей. Влияние вибраций на ЭСУ проявляется в основном в нарушении электрической связи в ее элементах, в местах стыка кабелей. Для ограждения ЭСУ от повышенных виброускорений применяют виброизоляторы, размещают узлы ЭСУ в отсеках фюзеляжа. Электронные элементы ЭСУ не работоспособны при температуре окружающей среды свыше 120°C. Необходимо, чтобы электронные блоки находились при температуре не более 65..82°C. Для этого применяют специальные контейнеры, охлаждаемые топливом или воздухом.

Повысить надежность ЭСУ можно, усовершенствовав технологию изготовления элементов системы и ужесточив входной их контроль. В качестве источников электрического питания ЭСУ используются электрические генераторы, приводимые вращением как от ротора двигателя, так и от отдельного источника энергии. Выбор оптимального по массе и надежности источника электрического питания представляет важную задачу при раз-

Таблица 8.1

Датчики	Диапазон измерения	Точность, %	Постоянная времени
Частоты вращения	10/1	0,1	0,02
Давления	100/1	0,1	0,02
Температуры	10/1	0,5	0,1
Расхода	100/1	0,5	0,02
Положения		1,0	0,02

Таблица 8.2

Критерий качества	Максимальная оценка, K	Гидромеханическая система	Пневматическая система	Электронная система
Размер и масса	20	13,5	14,0	20
Боеживучесть	15	9,5	10,5	12,5
Стоимость	10	10	6	6
Надежность	10	10	8	4
Допуск на чистоту топлива	5	4	5	5
Удобство эксплуатации	5	4	5	4
Суммарный коэффициент оценки	65	51,0	45,5	51,5

работке ЭСУ. Требуемые диапазоны работы, точностные показатели датчиков систем автоматического регулирования и контроля для современного авиационного ГТД представлены в табл. 8.1. До настоящего времени не было уделено должного внимания созданию точных первичных преобразователей и датчиков для САУ авиационных ГТД.

Количественная оценка комплексных свойств системы и ее выбор — сложная задача, часто решаемая в результате экспертных оценок. Ряд требований, например по точности, динамическим свойствам и другим, подлежит безусловному выполнению, поэтому они не входят в оценку. По остальным качествам системы дается технически обоснованная значимость в виде некоторого оценочного коэффициента K . Большшему числу баллов соответствует большая степень обеспечения выдвинутого требования. Лучший вариант системы устанавливается по наибольшему числу баллов (как в табл. 8.2 для САУ малоразмерного ГТД). Затем полученная таким путем оценка корректи-

руется по другим, более общим положениям, например, по достигнутому в стране научно-техническому уровню, возможности выделения необходимых средств, по срокам создания САУ и др.

8.2. АНАЛОГОВЫЕ ЭСУ ДВИГАТЕЛЕЙ

Аналоговые ЭСУ являются логическим продолжением развития гидромеханических и пневматических САУ двигателей. В аналоговых ЭСУ процесс регулирования аналогичен процессам гидромеханических САУ с тем отличием, что вместо пневматических, гидравлических сигналов передаются, преобразовываются электрические аналоговые сигналы. Аналоговые ЭСУ являются промежуточными системами на переходном этапе от гидромеханических к цифровым ЭСУ, хотя они часто имеют и самостоятельное значение. Любая аналоговая ЭСУ включает в себя преобразователи (датчики) (рис. 8.2), предназначенные

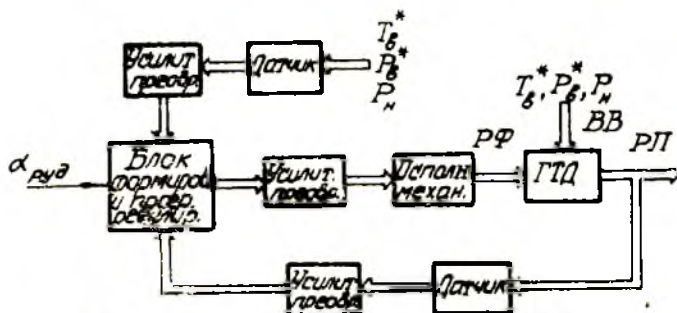


Рис. 8.2. Блок-схема аналоговой ЭСУ ГТД

для преобразования физической величины в электрическое напряжение или другую величину, которую легко преобразовать в напряжение постоянного тока специальным преобразователем - усилителем. Напряжения, соответствующие регулируемым (контролируемым) параметрам и параметрам внешних условий, поступают на вход в электронный блок. В электронном блоке формируются программы регулирования, определяются величины регулирующих факторов в зависимости от $\alpha_{руд}$ и отклонений регулируемых параметров от их предписанных значений. Напряжения на выходе из электронного блока, соответствующие регулиющим факторам (G_1 , G_2 ф, $F_{кр}$, $F_{кв}$, $\varphi_{рпд}$, ...), поступают в усилитель и затем в исполнительный механизм на изменение регулирующих факторов.

Первые электронно-аналоговые САУ относятся к системам регулирования температуры T_1^* , затем начали применяться и

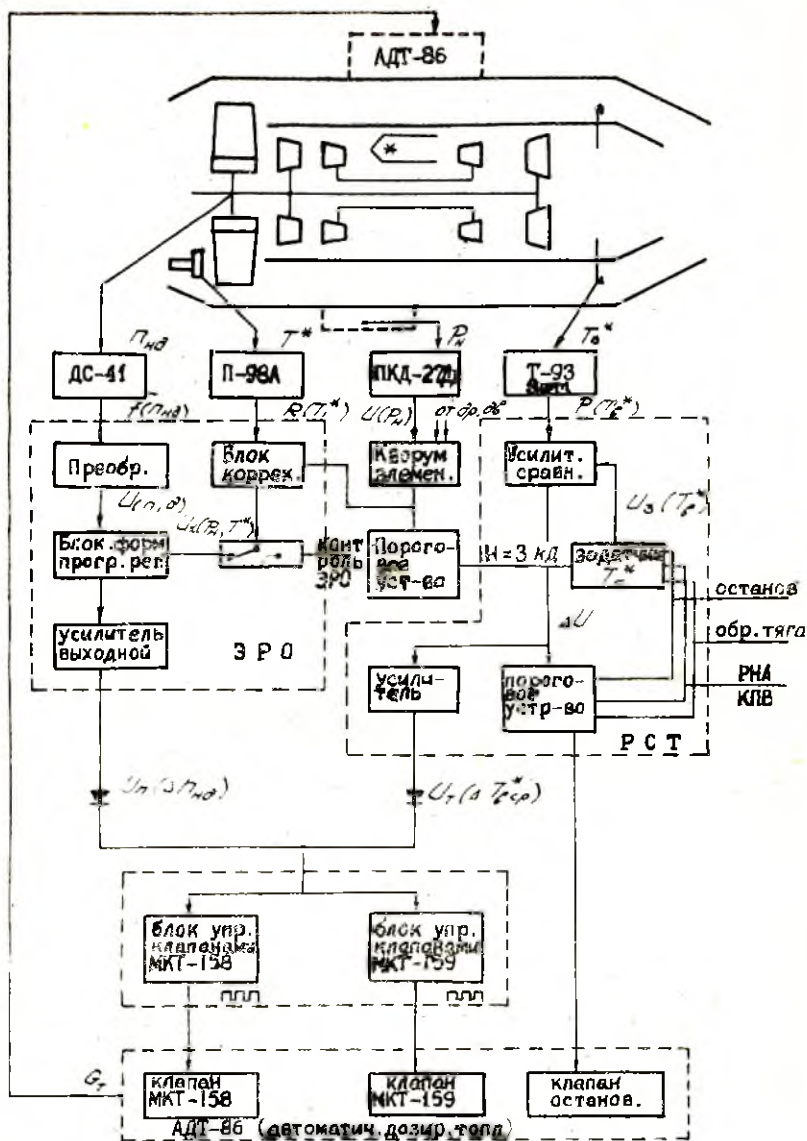


Рис. 8.3. Схема ЭСУ двигателя НК-86

электронные системы регулирования частоты вращения. Аналоговые ЭСУ могут применяться не во всем диапазоне изменения режимов работы двигателя, а на наиболее ответственных режимах, например, на взлетном. К аналоговым ЭСУ относится система регулирования двухвального двухконтурного двигателя НК-86 (рис. 8.3). ДТРД НК-86 имеет один регулирующий фактор G_T и соответственно один (основной) регулируемый параметр — частота вращения ротора НД и параметры, по которым производятся ограничения: $n_{ВД}$ — частота вращения ротора ВД, T_T^* — температура на входе в сопловой аппарат турбины НД. В аналоговой ЭСУ имеются система регулирования частоты вращения (ЭРО) и система регулирования средней температуры T_T^* (РСТ). Электронный регулятор частоты вращения поддерживает $n_{ВД}$ в соответствии с заданной программой регулирования только на взлетном режиме, а электронный регулятор температуры работает на ограничение T_T^* на трех режимах: запуск ($T_{T^* \text{зап}}$), взлетный режим ($T_{T^* \text{взл}}$), номинальный режим ($T_{T^* \text{ном}}$). Электронные регуляторы $n_{ВД}$ и T_T^* воздействуют на расход топлива G_T в двигатель через гидромеханический агрегат дозирования топлива АДТ-86.

Информация о величинах регулируемых и ограничиваемых параметров двигателя и параметров воздушного потока на входе в двигатель воспринимается первичными преобразователями.

Сигнал с выхода датчика ДС-41 (см. рис. 8.3) поступает в преобразователь, который выдает в блок формирования программы регулирования напряжение, пропорциональное частоте вращения $n_{ВД}$. Блок формирования программы регулирования получает также сигнал с блока коррекции, на вход которого подается напряжение, пропорциональное T_T^* , p_n . Причем сигнал p_n подается с кворум-элемента, который выдает напряжение по двум близким из трех значений сигналов с датчиков ИКД-27 Да, установленных на трех двигателях. Сигнал с блока коррекции на вход в блок формирования заданной программы регулирования подается через тумблер «Контроль ЭРО», служащий для проверки нормального функционирования ЭРО перед полетом. Сигнал в виде изменения напряжения, соответствующего заданному значению G_T , подается с выхода блока формирования программы регулирования в выходной усилитель ЭРО.

ЭДС терморпар Т-93 (39 датчиков, включенных параллельно) сравнивается с заданными значениями, соответствующими $T_{T^* \text{зап}}$, $T_{T^* \text{взл}}$ и $T_{T^* \text{ном}}$ на номинальном режиме, и сигнал рассогласования, предварительно усиленный, подается в выходной усилитель РСТ. Напряжение с выхода РСТ сравнивается с напряжением ЭРО, и сигнал, соответствующий меньшему расходу топлива G_T , проходит в блоки управления клапанами МКТ-158,

МКТ-159. Эти клапаны управляют давлением в рабочей полости сервомотора дроссельной иглы агрегата АДТ-86. Например, для уменьшения G_T один из них открывается и пропускает топливо под давлением $p_{кнд}$ в рабочую полость, а другой закрывает слив из этой полости. При достижении температуры T_1^* выше определенного значения может произойти останов двигателя по команде порогового устройства.

8.3. ЦИФРОВЫЕ ЭСУ ДВИГАТЕЛЕЙ

Цифровые ЭСУ — одни из самых совершенных систем управления современных двигателей, обладающих рядом преимуществ перед обычными гидромеханическими системами. Цифровая ЭСУ выполняется на базе бортовой цифровой управляющей машины (БЦУМ), которая содержит все основные элементы стационарных ЭВМ: арифметическое устройство (процессор), оперативное и внешнее запоминающие устройства (блок памяти), блок контроля функционирования, блок питания (рис. 8.4).

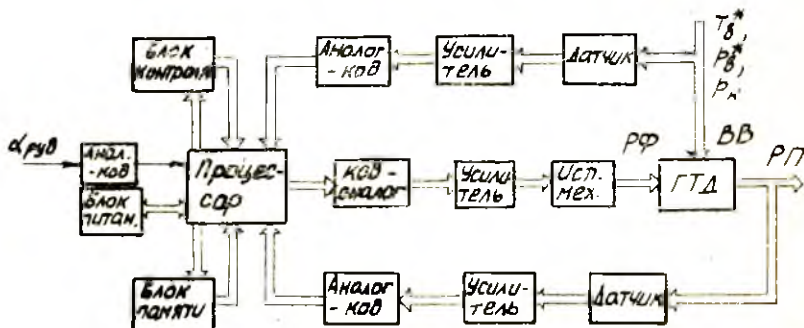


Рис. 8.4. Блок-схема цифровой ЭСУ ГТД

Для работы цифровой ЭСУ необходимо подать на ее вход информацию по основным (регулируемым) параметрам и параметрам внешних условий. В соответствии с программой, записанной обычно в кодах в блоке памяти ЭСУ, формируется на выходе процессора регулирующее воздействие. Информация о величинах $PП$ и $ВВ$ определяется датчиками, сигналы с выхода которых усиливаются, преобразуются в преобразователях аналог-код и в виде импульсов подаются на вход в процессор. Сигналы с выхода процессора преобразуются в преобразователе код-аналог, усиливаются и подаются на вход в исполнительные механизмы, которые приводят к изменению регулирующих факторов. ЭСУ содержит блок контроля нормального функциони-

рования всей системы, включая и датчики измерения параметров.

В качестве примера рассмотрим выходные параметры типовой цифровой ЭСУ фирмы Гамильтон Стендарт, установленной на двигателе JT8Д фирмы Пратт-Уитни. Электронный регулятор JF-60, установленный на этом двигателе, имеет самую большую наработку. В эксплуатации участвовало более 7000 регуляторов. Регулятор JF-60 состоит из 1326 деталей, масса — 13,7 кг, из них 3,3 кг — датчики, 4,05 — счетно-решающая часть (процессор), остальная масса — кабельный план. В результате эксплуатации установлена надежность, характеризуемая одним отказом на $4,05 \cdot 10^5$ часов налета.

Другой пример электронного регулятора ТРДД ATF = 3. Масса регулятора — 8,9 кг, габариты $90 \times 192 \times 320$ мм, охлаждение топливом; вероятность безотказной работы при $t_{окр} = +70^\circ\text{C} - 5000$ ч. Место установки — на пилонах в мотогондоле двигателя. Точность регулирования $n_{вн} = \pm 0,25\%$, $n_{нд}$, $n_{вд} = \pm 0,25\%$; $p_k = \pm 1\%$; точность измерения: положения дроссельной иглы $\pm 1\%$; $T_v^* = \pm 5$ К; $\varphi_{РПА} = \pm 0,5\%$.

В 1974 году фирмы Боинг, Пратт-Уитни и Гамильтон Стендарт начали совместную работу по проектированию и испытанию полностью электронных САУ двигателя для гражданских самолетов.

Уже на начальном этапе проектирования выяснилось, что экономически выгодной и достаточно надежной получается двухканальная ЭСУ. Основной канал ЭСУ выполняет все сложные законы регулирования, а второй, дублирующий, работает по упрощенной программе. От второго канала потребуются выполнение только тех функций, без которых невозможен нормальный полет в случае отказа первого канала. Каждый из каналов ЭСУ автономен и имеет свои процессоры. В первом канале имеется диагностическая система дефектации, переключающая управление в случае необходимости на второй канал.

Процессор каждого канала собран на 11 БИС, содержащих элементы логики. Общая длительность цикла регулирования — 56 тс. Ошибка преобразования сигнала может быть сведена к $1/64000$ от величины сигнала. Точность определения РП может быть повышена за счет введения коррекции нелинейных характеристик датчиков. При нормальной работе подключены оба канала ЭСУ. Если пилот установит переключатель в положение «автоматическое регулирование», то логическая часть системы переключит регулирование подачи топлива и отбора воздуха на первый канал. Переключение на второй канал производится при отсутствии электропитания первого канала, обнаружения в первом канале дефекта, который не может быть исправлен системой самокоррекции или вручную пилотом. Если

отказал и второй канал, то двигатель переводится в режим малого газа.

Система самокоррекции необходима для компенсации возникающих дефектов. Датчики ЭСУ — наиболее уязвимая часть системы, так как они работают в условиях повышенных вибраций, температур, давлений. По этой причине велик удельный вес отказов, приходящихся на датчики. Дублирование датчиков в достаточной мере не повышает надежности контроля параметров. Поэтому при выходе из строя одного датчика можно сформировать сигнал по регулируемому параметру за счет других датчиков, пересчетным образом, но в этом случае точность будет несколько меньше, но канал будет работоспособен. Этот метод может быть использован и при определении трудноизмеряемых параметров, например высоких значений $T_{г^*}$. Исследования показали, что за счет самокоррекции увеличивается время между отказами в три и более раз по сравнению с ЭСУ без автокоррекции. Такие системы послужат основой для создания нового поколения ЭСУ двигателей для гражданской авиации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теория автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов. Управление ВРД/Под ред. проф. А. А. Шевякова. М.: Машиностроение, 1976. 344 с.
2. Черкасов Б. А. Автоматика и регулирование ВРД. М.: Машиностроение, 1988. 360 с.
3. Интегральные системы автоматического управления силовыми установками самолетов/Под ред. проф. А. А. Шевякова. М.: Машиностроение, 1983. 283 с.
4. Оптимизация многомерных систем управления газотурбинных двигателей летательных аппаратов/Под общей ред. А. А. Шевякова и Т. С. Мартыановой. М.: Машиностроение, 1989. 256 с.
5. Гаевский С. А. и др. Автоматика авиационных газотурбинных силовых установок/Под ред. А. В. Штолы. М.: Воениздат, 1980. 247 с.
6. Гимадиев А. Г., Конев А. Г., Букин В. А. Система автоматического управления двигателя НК-86/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1987. 23 с.
7. Идентификация системы управления авиационных газотурбинных двигателей/Под ред. В. Т. Дедеша. М.: Машиностроение, 1984. 200 с.
8. Проектирование систем автоматического управления газотурбинных двигателей (нормальные и нештатные режимы)/Под ред. Б. Н. Петрова. М.: Машиностроение, 1981. 400 с.
9. Лукачев В. П., Кулагин В. В. Теория ВРД. Основные закономерности рабочего процесса газотурбинных двигателей: Учеб. пособие, Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1987. 228 с.
10. Кулагин В. В. Теория ВРД. Совместная работа узлов и характеристики газотурбинных двигателей: Учеб. пособие, Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1988. 240 с.
11. Гимадиев А. Г. Динамические характеристики систем автоматического регулирования: Учеб. пособие/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1986. 60 с.

12. Гимадиев А. Г., Шахматов Е. В. Статические характеристики агрегатов системы управления механизацией сопла и компрессора ТРДДФ/Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1988. 15 с.
13. Изерман Р. Цифровые системы управления: Пер. с англ. М.: Мир, 1984. 541 с.
14. Шамриков Б. М. Основы теории цифровых систем управления. М.: Машиностроение, 1985. 296 с.

Гимадиев Асгат Гатъятович
Шахматов Евгений Владимирович
Шорин Владимир Павлович

**СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО
РЕГУЛИРОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД**

Редактор Т. Қ. Кретинина
Техн. редактор Н. М. Каленюк
Корректор Н. С. Куприянова

Свод. тем. пл. № 124

Сдано в набор 14.06.90 г. Подписано в печать 25.10.90 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. п. л. 7,2. Усл. кр.-отт. 7,3. Уч.-изд. л. 7,1.
Тираж 500 экз. Заказ 506. Цена 30 к.

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

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