

УДК 62-50
АКАДЕМИИ НАУК СССР
ИМЕНИ С. П. КАРОЛЕНКО

Ю. М. Дубинкин

В. С. Кондрусев

А. С. Фрейдин

**ТЕПЛОВОЙ
РАСЧЕТ
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КАМЕР ЖРД**

КУЙБЫШЕВ

1985

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

Ю. М. Дубинкин, В. С. Кондрусев, А. С. Фрейдун

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕР ЖРД

*Рассмотрено и утверждено
редакционно-издательским
советом института
в качестве учебного пособия*

Дубинкин Ю. М., Кондрусев В. С., Фрейдин А. С.
Тепловой расчет и проектирование камер ЖРД. — Куйбышев:
КуАИ, 1985. 75 с.

Настоящее пособие посвящено методике теплового расчета и проектирования камер ЖРД. В пособии приведены основные сведения по выбору систем подачи, схем и основных параметров двигательных установок с ЖРД. Приведенные данные позволяют определить соотношение компонентов топлива, давление в выходном сечении сопла и основные параметры двигателя, обеспечивающие максимальную эффективность летательного аппарата. Даны необходимые сведения и рекомендации для выбора и расчета структурной схемы ЖРД и параметров ТНА. На основе этих данных производится определение действительного значения удельного импульса тяги и параметров рабочего тела, поступающего в камеру сгорания. Рассмотрены вопросы определения основных исходных данных, проектирования, выбора типа форсуночных головок и схемы расположения форсунок. Приведены необходимые сведения по профилированию внутреннего контура камеры сгорания и сопла. Работа снабжена иллюстративным и справочным материалом.

Пособие предназначено для студентов авиационных вузов.
Ил. 40, библиогр. — 10 назв.

Рецензенты: В. И. Орлов, Н. Г. Трофимов

В В Е Д Е Н И Е

Детальное проектирование двигателя в целом выполняется на базе предварительно проведенных проектных расчетов отдельных его систем или узлов. Камера является одним из основных узлов ЖРД, поэтому овладение методикой ее проектирования относится к первоочередным задачам обучения и подготовки инженеров по специальности «Двигатели летательных аппаратов». Эта задача и решается в настоящем пособии.

На основе обобщения накопленного наукой и практикой опыта проектирования современных ЖРД в доступной для студентов форме рассматривается методика теплового расчета и проектирования камер, удовлетворяющая требованиям, предъявляемым к курсовым и дипломным проектам. Она позволяет проводить расчеты для камер ЖРД как существующих, так и перспективных схем. Термодинамические характеристики процессов сгорания и расширения для различных типов топлив, необходимые для расчета камеры, определяются с помощью справочника, изданного АН СССР [6].

В практике конструкторских бюро проектный расчет камер производится на основе исходных материалов, в качестве которых используются соответствующие данные технического задания (ТЗ) на разработку двигателя.

Техническое задание на проектирование обычно составляется совместно представителями конструкторских организаций, разрабатывающих двигатель и летательный аппарат, и в нем формулируются основные требования, предъявляемые к двигателю. В ТЗ задаются величины тяги и удельного импульса, время работы, масса и габариты двигателя, параметры системы наддува баков, указываются применяемые компоненты топлива, диапазоны регулирования и изменения внешних факторов, особенности работы двигателя на данном летательном аппарате и т. д.

В силу важности указанных вопросов в настоящем пособии

уделено особое внимание вопросам оценки энергетической и общей эффективности двигателя и в целом летательного аппарата с учетом взаимосвязи параметров ракеты, двигателя и топлива. Это позволяет правильно подойти к оценке и выбору основных параметров двигательных установок, а также понять физические принципы и общие положения, которые определяют основные тенденции и перспективы развития в рассматриваемой области науки и техники.

Чтобы выполнить основные требования ТЗ, конструктор должен выбрать соответствующую схему двигателя, систему подачи и охлаждения, величины давления в камере сгорания и выходном сечении сопла, значение коэффициента избытка окислителя, допустимый уровень потерь в камере сгорания, сопле и т. д. Затем проводится серия проектных расчетов, в результате которых определяются энергетические и геометрические характеристики камеры, а также основные размеры смесительных элементов. Расчеты производятся для реальных условий работы этих узлов, т. е. с учетом потерь.

Результаты проектных расчетов используются в качестве исходных материалов для детального проектирования двигателя в целом, а также отдельных его узлов и систем. Детальное проектирование (например, системы подачи или охлаждения) может потребовать корректировки данных проектного расчета. В этом случае вносятся изменения в значения параметров, принятых предварительно, и расчет уточняется.

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

Обозначения

A — геометрическая характеристика центробежной форсунки;	T — температура;
D, d — диаметр;	V — скорость полета;
F — площадь;	φ — коэффициент потерь, коэффициент заводнения;
f — удельная площадь;	W — скорость рабочего тела;
\bar{F} — относительная площадь сечения;	z — степень укорочения сопла;
H — шаг между форсунками;	α — угол;
J_y — удельный импульс тяги;	$\alpha_{ок}$ — коэффициент избытка окислителя;
K_m, K_m^0 — массовое и массовое стехиометрическое соотношение компонентов топлива;	β — расходный комплекс; угол;
L, l — длина;	ε — степень расширения газа в сопле;
M — число Маха;	η — коэффициент полезного действия;
\dot{m} — массовый расход;	λ — приведенная скорость;
N — мощность;	μ — молекулярная масса, коэффициент расхода;
n — средний показатель изэнтропии; число форсунок;	π — степень расширения газа в турбине;
P — тяга;	ρ — плотность;
p — давление;	σ_f — коэффициент восстановления полного давления;
R — удельная газовая постоянная;	τ — время.
r — радиус;	

Сокращения

ДУ — двигательная установка;	ЖРД — жидкостный ракетный двигатель;
ГГ — газогенератор;	ТНА — турбонасосный агрегат.
ЛА — летательный аппарат;	

И н д е к с ы

a — выходное сечение сопла;
ВД — высокое давление;
вх — вход;
вых — выход;
г — горючее;
газ — газовый;
гг — газогенератор;
гол — головочный;
зав — завеса;
к — камера сгорания;
кз — камера закручивания;
маг — магистраль;
н — атмосферный, насос;
I — сечение на входе в КС;

о — окислитель, параметр торможения;
опт — оптимальный;
п — пустотный;
пр — пристеночный;
р — расчетный;
с — вход в сопло;
ср — средний;
ст — стенка;
т — топливо, турбина;
 t — теоретический;
ф — форсунка;
я — ядро;
* — критическое сечение.

1. ВЫБОР СИСТЕМЫ ПОДАЧИ, СХЕМЫ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

1.1. ВЫБОР СИСТЕМЫ ПОДАЧИ И СХЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ

В жидкостных ракетных двигателях применяются два вида систем топливоподачи — вытеснительная и насосная. При выполнении проектных расчетов следует учитывать, что система подачи выбирается из условия получения минимальной массы ДУ при заданном суммарном импульсе тяги /1, 2, 5/.

Вытеснительную систему подачи нецелесообразно использовать при значительной тяге или большом времени работы (τ) ЖРД. Ориентировочно область применения того или иного вида системы подачи может быть оценена по рис. 1.1. /2/. Следует

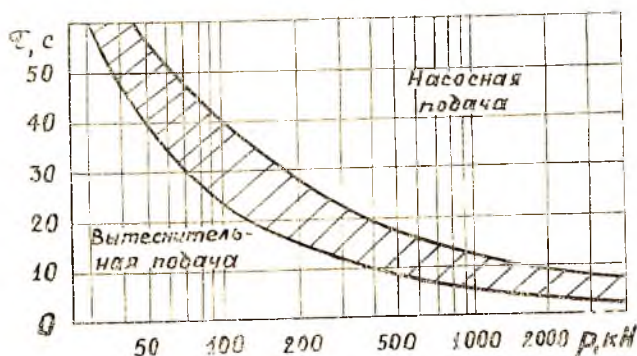


Рис. 1.1. Области применения насосных и вытеснительных систем подачи

учитывать, что от величины давления в камере сгорания зависит масса вытеснительной системы, поэтому при p_k более 2,5—3,0 мН/м² применять ее нецелесообразно /1/.

Окончательное решение по выбору вида системы подачи принимается после детальной конструктивной, прочностной и весовой проработки основных элементов системы топливоподачи и всей ДУ.

Насосная система подачи находит более широкое применение в современных ЖРД, что обусловлено необходимостью получения сравнительно высоких величин тяги при больших временах работы и повышения эффективности ДУ в целом.

ЖРД с насосной системой подачи выполняется по двум принципиально отличающимся схемам — без дожигания и с дожиганием генераторного газа.

Деление на две различные схемы связано с методом использования генераторного газа, отработавшего на турбине ТНА.

В двигателях без дожигания генераторного газа он или выбрасывается непосредственно в атмосферу, или направляется в утилизационные сопла, расширяясь в которых, создает некоторую тягу. Турбонасосная схема подачи без дожигания генераторного газа подразделяется на три группы:

а) генераторный газ получается при разложении вспомогательного компонента [(H₂O₂, N₂H₄ и т. п.), рис. 1.2];

б) генераторный газ получается при разложении одного из основных компонентов (рис. 1.3);

в) генераторный газ получается при сгорании в газогенераторе основных компонентов [(при $\alpha_{ок} \gg 1$ или $\alpha_{ок} \ll 1$), рис. 1.4].

Третья группа является наиболее универсальной (может быть использована при любых компонентах и не требует «третьего» компонента в отличие от группы «а») и поэтому получила широкое распространение. Иногда (например, в ЖРД США F-1 и I-2) газ, отработавший на турбине ТНА, подается в сопло основной камеры в том сечении, где давление газового потока ниже давления газа за турбиной ТНА.

В двигателях с дожиганием генераторного газа последний после турбины подается в камеру сгорания, где и дожигается.

Рассмотрим принципиальные особенности ЖРД упомянутых схем.

Как известно, удельный импульс ДУ определяется соотношением.

$$I_{уду} = P_{ду} / \dot{m}_T, \quad (1.1)$$

где $P_{ду}$ — тяга, создаваемая всеми агрегатами ДУ;

\dot{m}_T — массовый расход топлива ДУ.

Для двигателей без дожигания генераторного газа соотношение (1.1) может быть представлено в виде

$$I_{уду} = (P + P_{ус}) / (\dot{m}_{тк} + \dot{m}_{тна}), \quad (1.2)$$

где P — тяга, создаваемая камерами ЖРД;

$P_{ус}$ — тяга утилизационных сопел;

$\dot{m}_{тк}$ — расход топлива, поступающий в камеры ЖРД;

$\dot{m}_{тна}$ — расход топлива, затрачиваемый на привод ТНА.

Величина тяги, развиваемой утилизационными соплами,

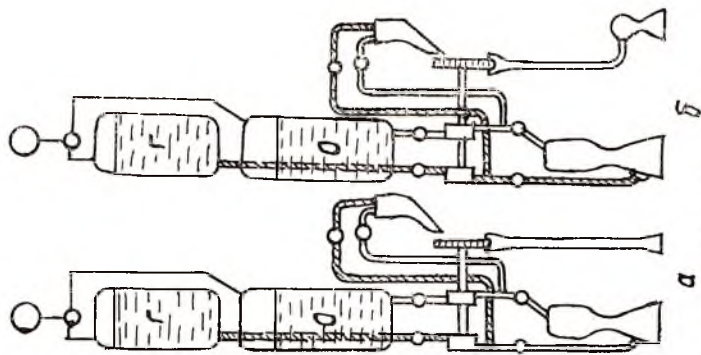


Рис. 1.4. ЖРД без дожига
генераторного газа ($\alpha_{гг} \gg 1$;
 $\alpha_{гг} \ll 1$)

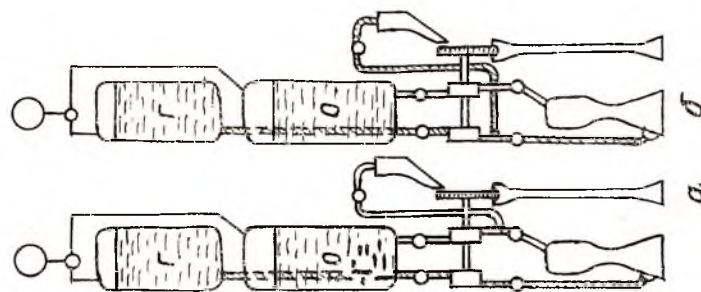


Рис. 1.3. ЖРД с разло-
жением основного ком-
понента

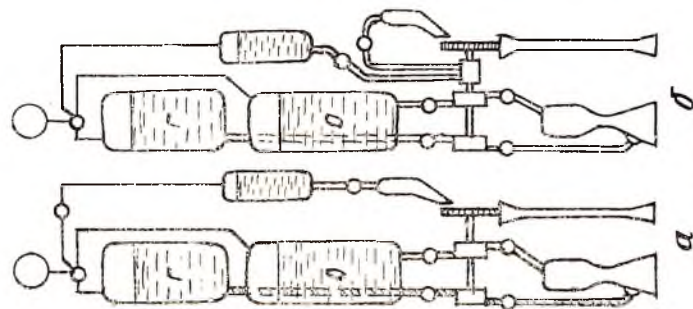


Рис. 1.2. ЖРД с разложе-
нием вспомогательного ком-
понента

обычно мала, она не превышает 0,5—1,5% от тяги камер ЖРД [2].

Кроме того, эффективность использования топлива, затраченного на привод насосов ТНА, с точки зрения получения тяги невелика. Это объясняется двумя причинами: малой степенью расширения газа в утилизационных соплах и наличием в генераторном газе значительного запаса неиспользованной химической энергии.

Так как температура газа на входе в турбину ТНА двигателей без дожигания генераторного газа обычно лежит в пределах $T_{гр} = 1000 - 1300$ К, то с целью ее получения в топливе, подаваемом в газогенератор, создают существенный избыток горючего или окислителя (рис. 1.5). Выброс в атмосферу газа, в котором осталась неиспользованной значительная часть химической энергии компонентов топлива, приводит к потере удельного импульса.

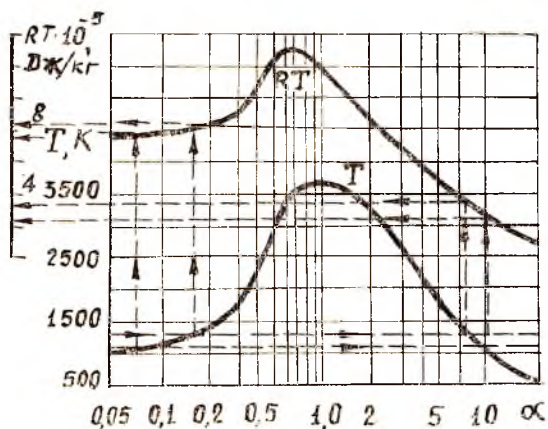


Рис. 1.5. Зависимости T и RT продуктов сгорания от α (керосин + O_2 ; $p_k = 10$ МПа)

Увеличение давления p_c (или p_k) приводит, с одной стороны, к росту степени расширения сопла (при $p_a = \text{const}$) и, следовательно, к выигрышу в удельном импульсе камеры, а с другой — к дополнительным потерям в $I_{уд}$, вызываемым увеличением потребной мощности насосов и связанным с этим возрастанием расхода топлива на привод ТНА.

Наличие утилизационных сопел (реактивного выхлопа) всегда приводит к повышению $I_{уд}$. Так, на высоте $H = 0$ расширение генераторного газа в сопле с $\varepsilon = 2-3$ уменьшает потери на привод ТНА на 15—20%. При работе в пустоте при

$\epsilon \cong (20 - 30)$ эти потери снижаются на 30—40%. Однако увеличение давления за турбиной выше $(2-3) \cdot 10^5$ Па практически уже не приводит к снижению потерь на привод ТНА, так как при этом рост $I_{y \text{ дт}}$ за счет утилизационных сопел не компенсирует его снижения из-за резкого возрастания расхода генераторного газа вследствие уменьшения КПД турбины.

Указанные факторы приводят к тому, что существуют оптимальные значения $I_{y \text{ дт}}$ при вполне определенных $p_{k \text{ опт}}$ (рис. 1.6).

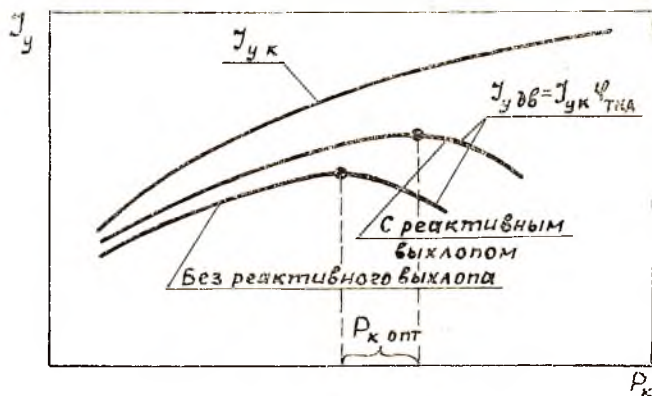


Рис. 1.6. Зависимость $I_y(p_k)$ без дожигания генераторного газа

Повышение давления p_k выше $p_{k \text{ опт}}$ приводит к снижению $I_{y \text{ дт}}$. Поэтому для двигателей без дожигания генераторного газа при современных характеристиках ТНА ($T_{гг}$, КПД) максимальное давление в камере сгорания для первых ступеней не превышает $(80-90) \cdot 10^5$ Па, а верхних ступеней — $(100-110) \cdot 10^5$ Па.

Отсутствует этот недостаток (снижение I_y при высоких p_k) в двигателях с дожиганием генераторного газа.

Наибольшее распространение получили ЖРД с дожиганием генераторного газа типа «газ+жидкость». В них один из компонентов топлива подается в камеру сгорания в жидкой фазе, а другой — в газообразной. Схемы таких двигателей также довольно многообразны и различаются по трем основным признакам:

- но роду генераторного газа (окислительный или восстановительный);

- по применяемой схеме охлаждения камеры (окислитель или горючее);

- по наличию дополнительных ступеней насосов.

В схеме, приведенной на рис. 1.7,а, газифицируется весь окислитель при сжигании в газогенераторе с небольшим количеством горючего. Коэффициент избытка окислителя в газогене-

раторе обычно лежит в пределах $\alpha_{gr} = 10 - 15$. Это обеспечивает температуру генераторного газа на уровне $T_{gr} = 500 - 700$ К, что допустимо для турбины. После турбины газ подается в камеру сгорания, которая охлаждается горючим. Такая схема

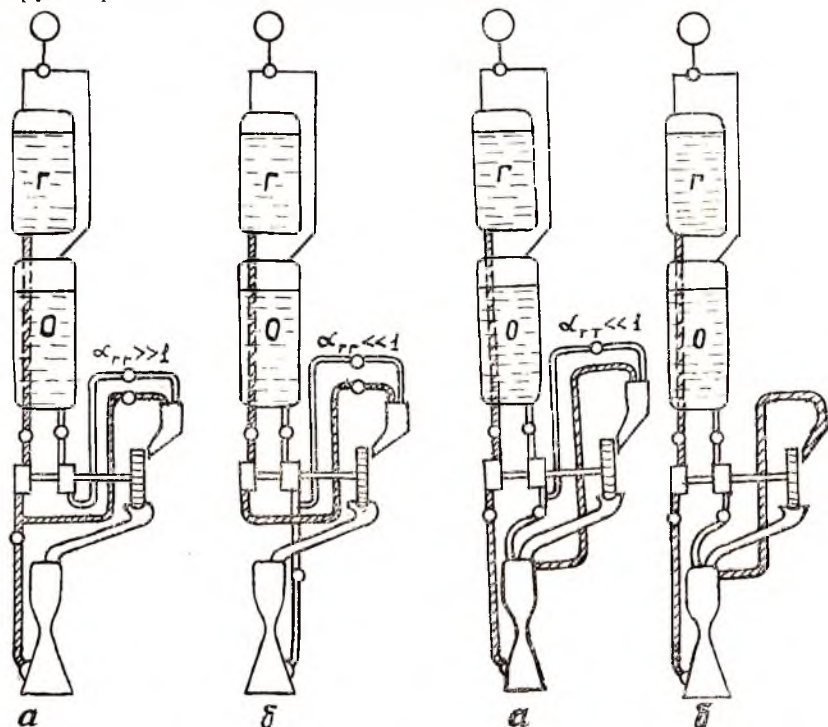


Рис. 1.7. Схемы ЖРД с дожиганием генераторного газа

Рис. 1.8. Схемы водородных ЖРД с дожиганием генераторного газа

используется для ЖРД, работающих на кислородно-углеводородных и азотно-кислотных топливах. Принципиально возможна схема ЖРД, показанная на рис. 1.7,б, которая отличается от предыдущей тем, что газифицируется весь расход горючего при сжигании с $\alpha_{gr} \ll 1$, $T_{gr} = 800 - 900$ К, а охлаждение камеры осуществляется окислителем, что имеет определенные трудности. В схеме для водородных двигателей, представленной на рис. 1.8,а, используется восстановительный газогенератор. Водород в газогенератор поступает из тракта охлаждения камеры.

Водород обладает большой «работоспособностью» R , поэтому можно производить его газификацию в тракте охлаждения (рис. 1.8,б) без газогенератора и использовать для привода

турбины. Газификация водорода в тракте должна происходить при давлении больше критического давления водорода ($p_{кр} \cong 13 \cdot 10^6$ Па), чтобы процесс перехода жидкости в газ проходил непрерывно (при этом отсутствуют зоны с двухфазным состоянием и нет ухудшения охлаждения).

Схемы ЖРД с дожиганием газогенераторного газа типа «газ + жидкость» не используют всю возможную потенциальную энергию топлива для повышения p_k . В этом отношении более благоприятными являются схемы типа «газ + газ» (рис. 1.9), в которых газифицируется все топливо в двух газогенераторах при $\alpha_{гг} \gg 1$ и $\alpha_{гг} \ll 1$, чтобы уровень температур газогенераторного газа оставался в допустимых пределах. Это обеспечивает получение максимально возможного количества рабочего тела для турбины и, соответственно, максимальной мощности ТНА, и $p_{k \max}$ для выбранного топлива при заданных условиях (КПД узлов, гидропотери и т. п.).

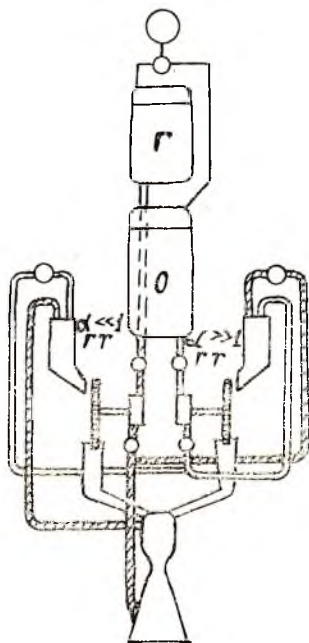


Рис. 1.9. Схема ЖРД с дожиганием генераторного газа типа «газ + газ»

Следует отметить одну важную особенность ЖРД с дожиганием генераторного газа. Как известно, в двигателях без дожигания генераторного газа КПД насосов и турбины оказывают влияние на $I_{уд}$, так как от уровня КПД зависит величина $\dot{m}_{Тна}$.

В ЖРД с дожиганием генераторного газа КПД узлов ТНА практически не влияют на $I_{уд}$ (при заданном p_k), но оказывают очень сильное влияние на уровень параметров системы подачи. Мощность турбины ТНА зависит от расхода и свойств $R_{гг}$ рабочего тела, а также от КПД, температуры генераторного газа $T_{гг}$ и степени расширения его в турбине $\pi_{гг}$. Величиной расхода и свойствами генераторного газа практически невозможно варьировать, так как схема рассчитывается на полную или почти полную газификацию одного из компонентов топлива (газ + жидкость) или обоих компонентов (газ + газ). Уровень $T_{гг}$ ограничивается пречистными характеристиками лопаток турбины, головки камеры сгорания и магистрали, подводящей газ к камере сгорания. При этом учитывается возможная неравномерность температурного поля. Если принята схема, в которой

газифицируется окислитель, то повышенный уровень температуры $T_{гг}$ является нежелательным также из-за резкой интенсификации процессов окисления и возможности возгорания металлов в среде высокотемпературного окислительного газа.

В случае низких КПД насосов ($\eta_o, \eta_{гг}$) увеличивается их потребная мощность ($N_{но}, N_{гг}$). Поэтому невысокий уровень КПД насосов (и турбины $\eta_{т}$) может компенсироваться только увеличением степени расширения в турбине $\pi_{т}$. При заданном p_k это означает увеличение давления в газогенераторе и за насосами окислителя и горючего. Последнее нежелательно, так как p_k и так имеет высокое значение, а наличие газовых турбин, включенных в магистрали подачи топливных компонентов в камеру, приводит к необходимости дополнительного повышения давления за насосами. Эти давления достигают $(300-400) 10^5$ Па и более. С другой стороны, очевидно, при заданных расходах генераторного газа, $R_{гг}, T_{гг}$ величины $\eta_o, \eta_{гг}, \eta_{т}$ определяют максимально достижимое значение $p_{k\max}$. Поэтому всегда следует стремиться к обеспечению высоких КПД насосов и турбин.

Очень часто в ТНА двигателей с дожиганием генераторного газа используются дополнительные насосы высокого давления (ВД) на линии подачи в газогенератор того компонента, который содержится в меньшем количестве в генераторном топливе (рис. 1.10). Большая же часть этого компонента подается основ-

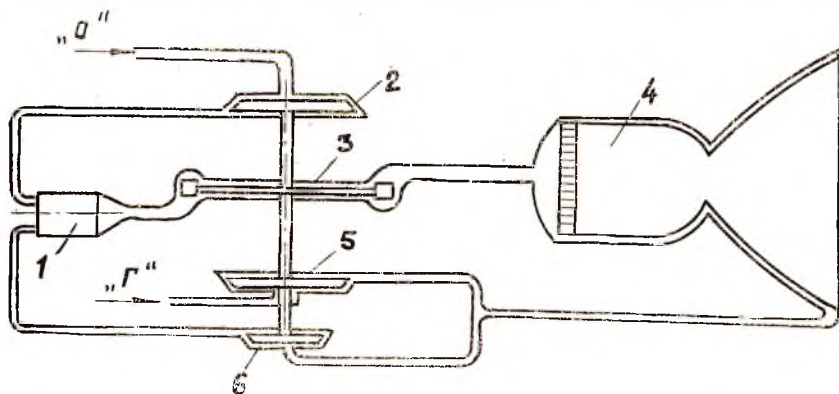


Рис. 1.10. ЖРД с дожиганием генераторного газа и одновальным ТНА: 1 — газогенератор; 2 — насос окислителя; 3 — турбина; 4 — камера сгорания; 5 — основной насос горючего; 6 — насос высокого давления горючего

ным насосом непосредственно в камеру сгорания в жидкой фазе. Давление за основным насосом может превышать p_k лишь на величину гидравлических потерь в магистралях и перепада давления на форсунках. Насос ВД повышает давление только той массы компонента, которая подается в газогенератор.

Использование схемы с насосом ВД позволяет иметь более низкую мощность турбины и, в конечном итоге, пониженные давления за основными насосами.

По такой схеме работает двигатель SSME (упрощенная схема представлена на рис. 1.11), который предназначен для использования в качестве основного (маршевого) двигателя орбитальной ступени многоразовой транспортной космической си-

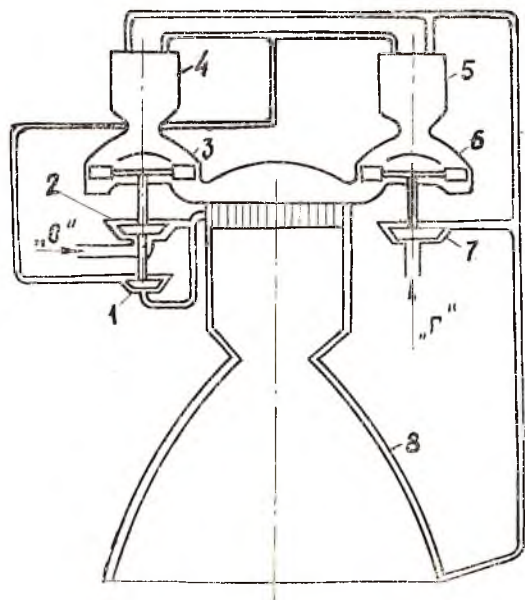


Рис. 1.11. ЖРД с дожиганием генераторного газа с двумя восстановительными газогенераторами и раздельными ТНА для подачи горючего и окислителя: 1 — насос высокого давления окислителя; 2 — основной насос окислителя; 3 — турбина ТНА «О»; 4 — газогенератор ТНА «О»; 5 — газогенератор ТНА «Г»; 6 — турбина ТНА «Г»; 7 — насос горючего; 8 — камера

стемы. Этот ЖРД имеет раздельные ТНА для подачи горючего и окислителя и два восстановительных газогенератора. В двигателе используется жидкий водород и кислород. В газогенераторах газифицируется основная масса горючего. Некоторая часть водорода (~20%) после насоса отбирается для использования в системе наружного и внутреннего охлаждения. Насос окислителя ВД повышает давление только 10% расхода всего окислителя.

1.2. ВЫБОР ВЕЛИЧИН ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ И ВЫХОДНОМ СЕЧЕНИИ СОПЛА

Важнейшей характеристикой ЖРД является удельный импульс тяги I_y . Величина I_y является обычно монотонно растущей по степени расширения газа в сопле $\epsilon = p_{co}/p_a$. Следовательно, достаточно высокий уровень I_y достигается либо за счет создания повышенного давления в камере сгорания $p_{co}(p_k^*)$, либо за счет снижения давления в выходном сечении сопла. Однако, как будет показано далее, имеются определенные ограничения в выборе величины p_a , поэтому желательным является обеспечение достаточно высокого уровня p_k^* . Кроме того, повышение p_k^* приводит к уменьшению габаритов и массы камеры.

В то же время, как отмечалось в предыдущем разделе, для каждого типа системы подачи ЖРД существует предельное давление в камере сгорания, при превышении которого данная конкретная схема ЖРД становится либо неоптимальной, либо неработоспособной.

Для двигателей с вытеснительной системой подачи давление в камере сгорания не следует выбирать более 2,5—3,0 МПа/м².

Для двигателей с насосной системой подачи предельными являются следующие давления:

для ЖРД без дожигания генераторного газа с реактивным выхлопом на первой ступени $p_k^* \leq 8-9$ МПа/м² и на верхних ступенях $p_k^* \leq 10-11$ МПа/м²;

для ЖРД с дожиганием генераторного газа и газификацией водорода в тракте охлаждения $p_k^* \leq 4-6$ МПа/м²;

для ЖРД с дожиганием генераторного газа типа «газ+жидкость» и окислительным газогенератором $p_k^* \leq 18-19$ МПа/м², а с восстановительным газогенератором $p_k^* \leq 20-22$ МПа/м²;

для ЖРД с дожиганием генераторного газа типа «газ+газ» $p_k^* \leq 30-50$ МПа/м².

Поскольку I_y зависит не только от p_k^* (p_{co}), но и от давления в выходном сечении сопла, то желательно p_a выбирать возможно меньшим. Известно, что наибольшую тягу обеспечивает расчетное сопло, у которого давление на срезе равно атмосферному. Поэтому давление в выходном сечении сопла должно быть близким к среднетраекторному значению атмосферного давления p_n . При этом должно учитываться фактическое время работы двигателя на активном участке траектории $\tau_{акт}$.

Оптимальное значение p_a для двигателей первых ступеней ракеты можно подсчитать по формуле [1/

$$p_{a \text{ опт}} = \tau_{акт}^{-1} \int_0^{\tau_{акт}} p_n d\tau. \quad (1.3)$$

Таким образом, для точного определения оптимального значения p_a необходимы данные траекторных расчетов полета ракеты.

Для двигателей верхних ступеней, где среднетраекторное значение p_{II} очень мало, приходится с целью уменьшения габаритов и массы сопла идти на некоторое увеличение p_a по сравнению со среднетраекторным давлением p_{II} .

Для двигателей, предназначенных для установки на первую ступень ракеты, выбранное значение p_a не должно быть меньше величины, при которой начинается отрыв от стенок сопла потока при работе на малых высотах. Эта величина может быть оценена по рекомендациям, приведенным в учебниках [1, 2, 5, 9].

Для ориентировочных расчетов может быть рекомендован следующий уровень давления p_a :

- для двигателей первых ступеней ракет — 40—80 кН/м²;
- для двигателей вторых ступеней ракет — 10—20 кН/м²;
- для двигателей третьих ступеней ракет и КА — 5—10 кН/м².

1.3. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ОКИСЛИТЕЛЯ

Коэффициент избытка окислителя $\alpha_{ок}$ или непосредственно связанное с ним соотношение компонентов K_m выбирается таким образом, чтобы обеспечивалась максимальная эффективность летательного аппарата. Известно, что она может характеризоваться конечной идеальной скоростью полета, рассчитанной по уравнению К. Э. Циолковского:

$$V_{ид} = I_{у\text{ ср}} \ln \mu_k, \quad (1.4)$$

где $I_{у\text{ ср}}$ — среднее значение удельного импульса на активном участке полета ракеты;

$\mu_k = m_n / m_k$ — массовое число ракеты, равное отношению ее начальной и конечной массы.

В [1] показано, что максимум величины $V_{ид}$ соответствует максимуму произведения $I_{у\text{ ср}}^c$. Для первой ступени C определяется выражением

$$C = (\mu_k - 1) / \mu_k \ln \mu_k, \quad (1.5)$$

соответственно, для верхних ступеней

$$C = m_{k2} / m_k \ln \mu_k, \quad (1.6)$$

где m_{k2} — масса аппарата, пропорциональная объему топлива. Для ориентировочных расчетов можно принять: для первых ступеней $\mu_k = 2-2,5$; а для верхних ступеней $\mu_k = 3-5$ и $m_{k2} m_k^{-1} = 0,2 - 0,4$.

Таким образом, при выборе оптимального соотношения ком-

поинентов топлива нужно учитывать не только уровень I_{y_2} , но и среднюю плотность топлива. Но на эти параметры определенное влияние оказывает принятая схема охлаждения камеры.

В современных ЖРД, помимо наружного (регенеративного) охлаждения камеры, широко применяется внутреннее охлаждение, реализуемое за счет создания пристеночного слоя с пониженной температурой или организации пленочных завес.

Рассмотрим порядок выбора коэффициента избытка окислителя для каждого из указанных видов внутреннего охлаждения.

Выбор $\alpha_{гг}$ для случая наличия в камере сгорания пристеночного слоя

1.3.1. Выбирается предварительное значение оптимального коэффициента избытка окислителя в ядре потока $\alpha'_{я\text{ опт}}$, обеспечивающее максимальную величину удельного импульса тяги в пустоте I_{y_0} (I_s^n). Выбор производится по таблицам и графикам, приведенным в справочнике /8/.

Методика выбора. Для каждой топливной композиции в справочнике приводятся таблицы с термодинамическими данными для ряда значений α . В свою очередь, для каждого α имеются таблицы с различными значениями давлений на выходе из камеры сгорания (входе в сопло) p_{co} .

Предварительное значение $\alpha'_{я\text{ опт}}$ определяется по графикам $I_s^n = f(\alpha, p_{co}, \epsilon)$, которые приведены в справочнике перед табличными данными для каждого вида топлива. После этого с помощью таблиц находятся «опорные» значения I_s^n при пяти значениях α (в табличном интервале α) для заданных p_{co} и $\epsilon = p_{co}/p_a$ (большее число точек по α берется в области справа от $I_s^n_{\text{max}}$).

Затем строится график $I_s^n f(\alpha)$, с помощью которого находится предварительное значение оптимального коэффициента избытка окислителя в ядре потока $\alpha'_{я\text{ опт}}$, обеспечивающее максимум $I_s^n (I_{y_0})$.

В случае, если в таблицах отсутствуют значения p_{co} и ϵ , равные заданным, то $\alpha'_{я\text{ опт}}$ можно выбирать с помощью табличных (опорных) данных для $p_{co}^{(0)}$ и $\epsilon^{(0)}$, наиболее близких к заданным. При работе со справочником рекомендуется пользоваться также методическим пособием /3/.

1.3.2. Выбирается по таблицам /8/ пять значений α , больших и меньших, чем $\alpha'_{я\text{ опт}}$ (большее количество точек при $\alpha > \alpha'_{я\text{ опт}}$).

1.3.3. По справочнику /8/ подбирается значение коэффициента избытка окислителя в пристеночном слое $\alpha_{пр}$ из условия

создания у стенки температуры газа, равной $T_{\text{пр}} = 2400 - 2900 \text{ К}$ при заданном $p_{\text{со}}$.

1.3.4. Выбирается относительный расход газа через пристеночный слой. Доля пристеночного слоя может составлять от 5 до 20% от общего расхода через камеру сгорания.

При проектировании камеры следует стремиться к уменьшению доли газа с пониженной температурой, а следовательно, и с пониженным $I_{\text{в}}$. Минимально допустимая величина расхода в пристеночном слое может быть определена в результате детального расчета охлаждения камеры сгорания.

В камерах малой размерности (малой тяги) доля расхода через пристеночный слой будет большей, чем в камерах с большой тягой. Это связано с тем, что для надежного охлаждения стенок толщина защитного слоя с относительно низкой температурой при прочих равных условиях должна быть примерно одинаковой, независимо от размерности камеры.

Для ориентировочных расчетов величина относительного расхода газа через пристеночный слой может быть определена с помощью соотношения

$$\bar{m}_{\text{пр}} = \dot{m}_{\text{пр}} / \dot{m}_{\text{т}} = (-1,79 + 1,84 \cdot 10^{-2} \sqrt{P})^{-1}, \quad (1.7)$$

где P — тяга камеры в H (при $P \geq 150 \text{ кН}$ $\bar{m}_{\text{пр}} = 0,2$).

1.3.5. Определяется относительный расход через ядро потока.

1.3.6. По справочнику /8/ для принятых в п. 3.1 и 3.2 значений $\alpha_{\text{г}}^{(i)}$ ($i=1-5$) находится плотность топлива $\rho_{\text{т}}$ и удельный импульс тяги в пустоте $I_{\text{с}}^n (I_{\text{уп}})$.

В том случае, если табличные (опорные) данные по давлению в камере сгорания $p_{\text{со}}^{(0)}$ и степени расширения газов в сопле ε_0 не совпадают с заданными $p_{\text{со}}$ и ε , то по данным в таблице (опорным) значениям $I_{\text{с}}^n (0)$ находятся методом интерполяции значения $I_{\text{с}}^n$, соответствующие $p_{\text{со}}$ и ε , с помощью соотношения

$$\ln I_{\text{с}}^n = \ln I_{\text{с}(0)}^n + c_1 10^{-3} \ln \frac{p_{\text{со}}}{p_{\text{со}}(0)} + c_2 10^{-3} (i_{\text{т}} - i_{\text{т}}^{(0)}) + c_3 \ln \frac{\varepsilon}{\varepsilon(0)}, \quad (1.8)$$

где $i_{\text{т}} = (i_{\text{т}} + \alpha K_m^0 i_{\text{о}}) / (1 + \alpha K_m^0)$ — энтальпия топлива (если $\alpha = \alpha_{(0)}$, то $i_{\text{т}} = i_{\text{т}}^{(0)}$),

c_i — коэффициенты из справочника /8/.

1.3.7. Аналогично определяются значения ρ и $I_{\text{с}}^n$ для пристеночного слоя ($\alpha_{\text{пр}}$).

1.3.8. Подсчитывается среднее значение плотности топлива:

$$\rho_{\text{т}} = (\rho_{\text{т}})_{\text{я}} \bar{m}_{\text{я}} + (\rho_{\text{т}})_{\text{пр}} \bar{m}_{\text{пр}}.$$

1.3.9. Определяется среднее теоретическое значение удель-

ного импульса тяги камеры в пустоте:

$$(I_s^n)_t = (I_s^n)_я \bar{m}_я + (I_s^n)_{пр} \bar{m}_{пр}.$$

1.3.10. Находится значение произведения $(I_s^n)_t \rho_T^c$.

1.3.11. Строится график (по пяти значениям $(I_s^n)_t \rho_T^c = f(\alpha_я)$). Коэффициент $\alpha_я_{опт}$, обеспечивающий максимальную величину произведения $(I_s^n)_t \rho_T^c$, выбирается в качестве основного и для него производятся все дальнейшие расчеты.

1.3.12. Из справочника /8/ для заданной топливной пары выписывается значение массового стехиометрического соотношения компонентов ($\alpha_я = 1$) K_{m^0} .

1.3.13. Соотношение компонентов в пристеночном слое

$$K_{m пр} = \alpha_{пр} K_{m^0}.$$

1.3.14. Соотношение компонентов в ядре потока $K_{m я} = \alpha_я K_{m^0}$.

1.3.15. Относительный расход окислителя через пристеночный слой

$$\bar{m}_{о пр} = \frac{K_{m пр}}{K_{m пр} + 1} \bar{m}_{пр}.$$

1.3.16. Относительный расход горючего через пристеночный слой $\bar{m}_{г пр} = \bar{m}_{пр} - \bar{m}_{о пр}$.

1.3.17. Относительный расход окислителя через ядерные форсунки

$$\bar{m}_{о я} = \frac{K_{m я}}{K_{m я} + 1} \bar{m}_я.$$

1.3.18. Относительный расход горючего через ядерные форсунки $\bar{m}_{г я} = \bar{m}_я - \bar{m}_{о я}$.

1.3.19. Относительный расход окислителя через камеру сгорания $\bar{m}_о = \bar{m}_{о пр} + \bar{m}_{о я}$.

1.3.20. Относительный расход горючего через камеру сгорания $\bar{m}_г = \bar{m}_{г пр} + \bar{m}_{г я}$.

1.3.21. Среднее массовое соотношение компонентов по камере сгорания $K_{m ср} = \bar{m}_о / \bar{m}_г$.

1.3.22. Среднее значение коэффициента избытка окислителя

$$\alpha_{ср} = K_{m ср} / K_{m^0}.$$

Выбор $\alpha_{опт}$ для случая применения пленочного охлаждения

Пленочное охлаждение осуществляется чаще всего путем подачи горючего через специальные пояса завесы на огневую поверхность стенки камеры сгорания. Количество компонента, расходуемого на пленочное охлаждение, относительно невелико — от 0,5 до 5% от общего расхода топлива /1/. Выбор $\alpha_{опт}$ производится в следующей последовательности.

1.3.23. Выбирается предварительное значение оптимального коэффициента избытка окислителя в ядре потока $\alpha'_{я\text{ опт}}$. При этом соблюдаются требования, изложенные в п. 1.3.1.

1.3.24. Выбирается несколько значений $\alpha_{я}$, больших и меньших, чем $\alpha'_{я\text{ опт}}$.

1.3.25. Определяется расход компонента, используемого для пленочного охлаждения.

Величина расхода жидкости на пленочное охлаждение рассчитывается по соответствующим методикам, в которых учитываются характер изменения основных параметров по длине камеры сгорания и особенности конкретной конструкции. Достоверность найденного значения расхода проверяется экспериментально в процессе доводки двигателя и при необходимости корректируется.

Для ориентировочных расчетов могут быть приняты следующие значения относительного расхода на пленочное охлаждение

$$\bar{m}_{зав} = \dot{m}_{зав} \dot{m}_T^{-1};$$

для камер с тягой до 300 кН — $\bar{m}_{зав} = 0,04 - 0,06$;

для камер с тягой более 300 кН — $\bar{m}_{зав} = 0,03 - 0,04$.

1.3.26. Определяется теоретический удельный импульс для камеры с пленочным охлаждением. Наличие пленочного охлаждения приводит к некоторым потерям $(I_s^n)_t$, которые зависят как от величины расхода охладителя, так и от конструктивного совершенства завесы.

В технической литературе имеются противоречивые данные о влиянии количества топлива, расходуемого на пленочное охлаждение, на величину удельного импульса камеры, что, видимо, в значительной мере обусловлено особенностями конкретных конструкций.

Для ориентировочных расчетов, при относительно небольшом расходе охладителя ($\bar{m}_{зав} \leq 0,05 - 0,06$) можно принять

$$(I_s^n)_t = (I_s^n)_я - (\Delta I_s^n)_{зав} = (I_s^n)_я - 0,5 (I_s^n)_я \bar{m}_{зав}, \quad (1.9)$$

где $(I_s^n)_я$ — удельный импульс для ядра потока.

Подсчет $(I_s^n)_t$ производится для всех выбранных в п. 1.3.23 и 1.3.24 значений $\alpha_{я}$.

1.3.27. Определяется оптимальное значение $\alpha_{\text{ опт}}$, соответствующее максимуму произведения $(I_s^n)_t \rho^c$ (см. п. 1.3.10—1.3.11).

1.3.28. Относительный расход через ядро потока подсчитывается по формуле $\bar{m}_{я} = 1 - \bar{m}_{зав}$.

1.3.29. По справочнику /8/ находится массовое стехиометрическое соотношение компонентов ($\alpha = 1$) — K_m^0 .

1.3.30. Соотношение компонентов в ядре потока $K_{mя} = \alpha_{я} K_m^0$.

1.3.31. Относительный расход окислителя через ядро потока

$$\bar{m}_{оя} = \frac{K_{mя}}{K_{mя} - 1} \bar{m}_{я}.$$

1.3.32. Относительный расход горючего через ядерные форсунки $\bar{m}_{rя} = \bar{m}_{я} - \bar{m}_{сз}$.

1.3.33. Расход горючего через камеру сгорания (в случае, когда для пленочного охлаждения используется горючее) $\bar{m}_r = \bar{m}_{rя} + \bar{m}_{rзав}$.

1.3.34. Среднее массовое соотношение компонентов по камере сгорания $K_{мср} = \bar{m}_o / \bar{m}_r$.

1.3.35. Среднее значение коэффициента избытка окислителя

$$\alpha_{ср} = K_{мср} / K_{м^0}.$$

Для некоторых компонентов топлива (например, $H_2 + O_2$) целесообразно использование пористого охлаждения. Расход охладителя при пористом охлаждении в 3—5 раз меньше, чем при пленочном [1], что обеспечивает меньшие потери удельного импульса. Определение $\alpha_{опт}$ при наличии пористого охлаждения производится как и в случае пленочного охлаждения.

Иногда внутреннее охлаждение камеры сгорания выполняется комбинированным, при котором защита стенок осуществляется путем создания как пристеночного слоя с пониженной температурой, так и пленочного охлаждения. При этом могут быть допущены более высокие температуры в пристеночном слое газа (по сравнению с указанной в п. 1.3.3.) и меньший относительный расход через пристеночные форсунки. Расход охладителя для случая пленочного охлаждения также можно несколько уменьшить. Расчет $\alpha_{опт}$ и расходов компонентов для подобного варианта может быть выполнен с помощью приведенной методики.

1.4. ВЫБОР И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ СОВЕРШЕНСТВО ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ И СОПЛЕ

Значения коэффициентов, характеризующих совершенство процессов в камере и сопле, выбираются на основании анализа накопленных статистических данных.

1.4.1. $\varphi_{кс}$ — коэффициент, учитывающий потери удельного импульса из-за несовершенства рабочего процесса непосредственно в камере сгорания. Он зависит, главным образом, от качества организации процессов смесеобразования в камере. Для современных камер сгорания величина $\varphi_{кс}$ колеблется в пределах 0,96—0,99; для камер большой тяги $\varphi_{кс} = 0,98—0,99$.

1.4.2. φ_c — коэффициент, учитывающий потери удельного импульса из-за несовершенства процесса истечения газа через сопло. Величина φ_c может быть определена по зависимости

$$\varphi_c = 1 - \xi_p - \xi_{тр} - \xi_n, \quad (1.10)$$

где ξ_p — потери I_y на рассеяние ;

$\xi_{тр}$ — потери I_y на трение ;

ξ_n — потери I_y из-за химической неравновесности.

Значения потерь зависят от геометрической степени расширения сопла, параметров рабочего тела n , степени укорочения сопла z , фактора теплообмена \bar{T}_w и т. д.

Для определения теоретического значения геометрической степени расширения сопла (относительной площади) $\bar{F}_{at} = F_{at}/F_*$ предварительно с помощью таблиц справочника /8/ определяются «опорные» значения для ядра потока $(\bar{F}_{aя}^{(0)})_t$ и для пристеночного слоя $(\bar{F}_{aпр}^{(0)})_t$. С помощью этих величин определяют $(\bar{F}_{aя})_t$ и $(\bar{F}_{aпр})_t$, используя соотношение

$$\ln \bar{F}_{at} = \ln \bar{F}_{at}^{(0)} + D_1 10^{-3} \ln \frac{P_{co}}{P_{co}^{(0)}} + D_2 10^{-3} (i_{т} - i_{т}^{(0)}) + D_3 10^{-3} \ln \frac{\epsilon}{\epsilon^{(0)}}.$$

Далее по $(\bar{F}_{aпр})_t$ и $(\bar{F}_{aя})_t$ определяется значение геометрической степени расширения сопла для камеры: $\bar{F}_{at} = (\bar{F}_{aя})_t \bar{m}_я + (\bar{F}_{aпр})_t \bar{m}_{пр}$.

1.4.3. Выбирается пять—шесть значений степени укорочения сопла ($z = 0,5—1,0$): $z = (\bar{r}_a - 1) / (\bar{r}_0 - 1)$, где $\bar{r}_a \sqrt{\bar{F}_{at}}$; $\bar{r}_0 = (\bar{r}_a - 1)z^{-1} + 1$.

1.4.4. Определяются потери на рассеяние при различных степенях укорочения /8/:

$$\xi_p = \frac{A_p \{ \exp [n_1 (1 - \bar{r}_a/\bar{r}_0)] - 1 \}}{\exp n_1 - 1},$$

где

$$A_p = 1,52 \{ \exp [-30(n-1)] + 0,1 \}; \quad n_1 = 1,45 \bar{r}_0^{0,25} - 0,005 \bar{r}_0.$$

Показатель изоэнтропы n берется в справочнике /8/ для своего \bar{r}_a для ядра потока.

1.4.5. Определяются потери на трение /8/ при различных значениях z с помощью выражения

$$\xi_{тр} = \xi_{тр0} z^{0,1} [0,3 + 0,035 \exp (3 z^3)],$$

где $\xi_{тр0} = 8 \cdot 10^{-3} (2,62 / n^2 \bar{T}_w^{1,8} - 1) (\bar{r}_a - 1)^{1/2}$; $\bar{T}_w = T_{ст}/T_{пр}$ (обычно для ЖРД $\bar{T}_w = 0,2—0,4$); $T_{ст}$ — температура стенки сопла.

1.4.6. Определяются потери из-за химической неравновесности с помощью справочника /8/: $\xi_n = f(\alpha; p_{co}; \bar{r}_a)$,

$$\xi_n = \xi_n(\alpha_{пр}, p_{co}, \bar{r}_a, r_*) \bar{m}_{пр} + \xi_n(\alpha_я, p_{co}, \bar{r}_a, r_*) \bar{m}_я.$$

Диаметр критического сечения в первом приближении

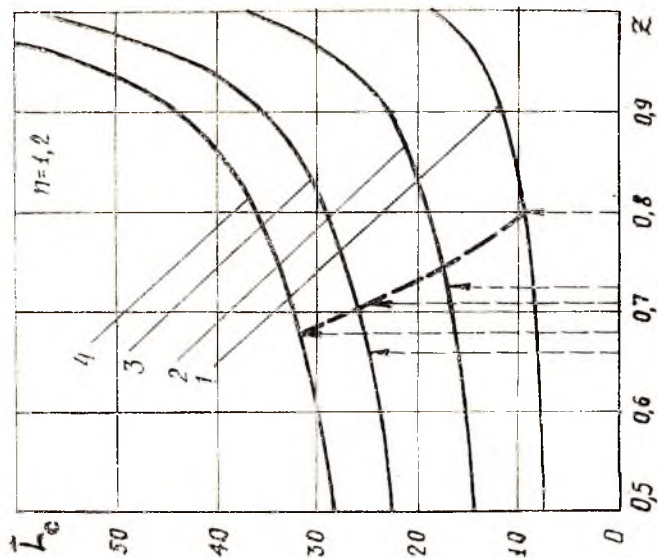


Рис. 1.13. Зависимость $\bar{f}_c = f(z, \bar{r}_a)$: 1, 2, 3, 4 — равны $\bar{r}_a = 4; 7; 10; 12$ соответственно

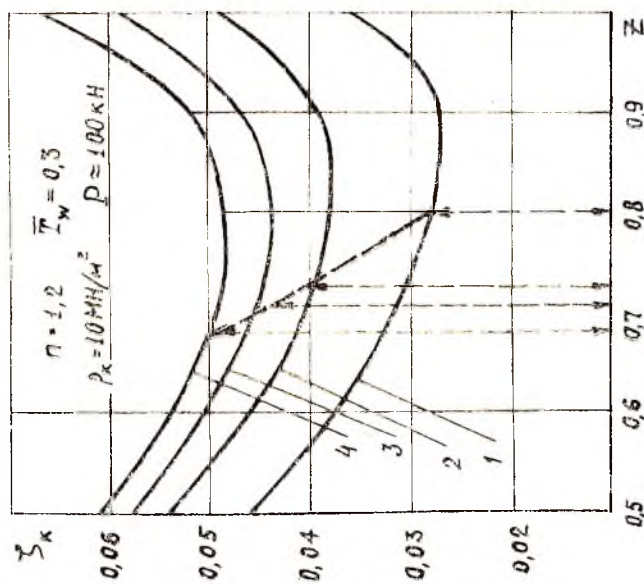


Рис. 1.12. Зависимость $\bar{f}_c = f(z, \bar{r}_a)$: 1, 2, 3, 4 — равны $\bar{r}_a = 4; 7; 10; 12$ соответственно

определяется по опорным данным β_l для ядра потока:

$$d_* = \sqrt{4 P \beta_l^{(0)} / \pi (I_n^s)_l p_{co}} .$$

1.4.7. Находится значение оптимальной степени укорочения сопла z . Для этого строится график зависимости $\xi_c = \xi_p + \xi_{тр} + \xi_n = f(z)$. По графику находится $\xi_{c \min}$. Оптимальное значение z_0 выбирается при несколько более высоком $\xi_c = 1,05 \xi_{c \min}$ в области меньших z (рис. 1.12), что позволяет значительно уменьшить длину сопла (рис. 1.13).

1.4.8. Определяется значение φ_c : $\varphi_c = 1 - \xi_c(z_0)$.

II. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ

Тепловой расчет производится с помощью соответствующего тома справочника /8/, методика пользования которым, включая способы интерполяции, излагается в первом томе и пособии кафедры /3/.

Рассмотрим последовательность расчета (расчетная схема камеры приведена на рис. 2.1).

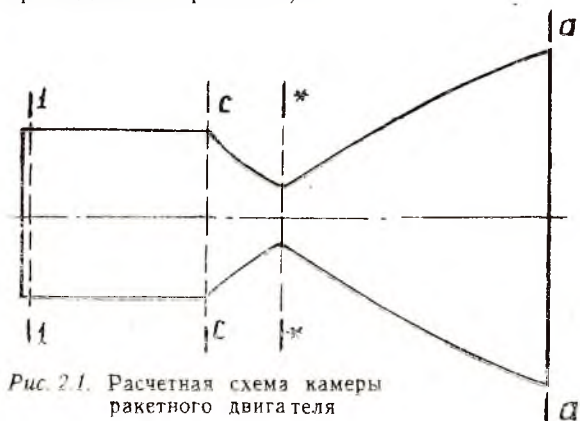


Рис. 2.1. Расчетная схема камеры ракетного двигателя

2.1. По принятым значениям давления в камере сгорания и в выходном сечении сопла определяется степень расширения газов: $\varepsilon = p_{co} / p_a = p_{к*} / p_a$.

2.2. С учетом принятых значений коэффициентов избытка окислителя в ядре потока α_n , в пристеночном слое $\alpha_{пр}$ при известном p_{co} по справочнику /8/ находят ближайшие (опорные) теоретические значения расходного комплекса для ядра потока

$\beta_{i_{\text{я}}}^{(0)}$ и для пристеночного слоя $\beta_{i_{\text{пр}}}^{(0)}$. Используя последние, находят значения $\beta_{i_{\text{я}}}$ и $\beta_{i_{\text{пр}}}$ для камеры с помощью соотношения

$$\ln \beta_{i_{\text{я}}} = \ln \beta_{i_{\text{я}}}^{(0)} + B_1 10^{-3} \ln \frac{p_{\text{св}}}{p_{\text{св}}^{(0)}} + B_2 10^{-3} (i_{\text{я}} - i_{\text{я}}^{(0)}) .$$

2.3. Теоретическое значение расходного комплекса в камере сгорания $\beta_{i_{\text{я}}} = \beta_{i_{\text{я}}} \bar{m}_{\text{я}} + \beta_{i_{\text{пр}}} \bar{m}_{\text{пр}}$.

2.4. Действительное значение расходного комплекса в камере сгорания $\beta = \beta_{i_{\text{я}}} \varphi_{\text{кв}}$.

2.5. Относительная площадь камеры сгорания $\bar{F}_{\text{к}} = F_{\text{к}}/F^*$ (выбирается из конструктивных соображений и допустимой расходонапряженности).

Для камер сгорания современных ЖРД величина $\bar{F}_{\text{к}}$ находится в пределах 2-6. Рекомендации по выбору этой величины имеются в /2/ и /5/. При курсовом проектировании величину $\bar{F}_{\text{к}}$ определяют с помощью заданной относительной расходонапряженности ($\bar{m}_{\text{я}}$) камеры сгорания, используя соотношение $\Gamma_{\text{к}} = (\beta \bar{m}_{\text{я}})^{-1}$.

2.6. Коэффициент скорости $\lambda_{\text{к}}$ на входе в сопло находится с использованием зависимости

$$\bar{F}_{\text{к}}^{-1} = \left(\frac{n_* + 1}{2} \right)^{\frac{1}{n_* - 1}} \lambda_{\text{к}} \left(1 - \frac{n_* - 1}{n_* + 1} \lambda_{\text{к}}^2 \right)^{\frac{1}{n_* - 1}} .$$

Здесь n_* — средний показатель изэнтропии расширения в интервале от $p_{\text{св}}$ до p_* для условий течения в ядре потока. Определяется по справочнику /8/ для критического сечения.

Задаваясь несколькими значениями $\lambda_{\text{к}}$, можно по приведенному уравнению построить зависимость $\lambda_{\text{к}} = f(\bar{F}_{\text{к}})$ и затем определить коэффициент скорости $\lambda_{\text{к}}$, соответствующий заданному значению $\bar{F}_{\text{к}}$.

Величина $\lambda_{\text{к}}$ может быть определена также с помощью таблиц газодинамических функций по соотношению $q(\lambda_{\text{к}}) = \bar{F}_{\text{к}}^{-1}$. По значению $q(\lambda)$ при заданном n_* по таблицам находится величина $\lambda_{\text{к}}$.

Методика определения термодинамических характеристик по газодинамическим функциям приводится в учебнике /1/. Правильность определения $\lambda_{\text{к}}$ можно проконтролировать по графической зависимости, представленной на рис. 2.2.

2.7. Коэффициент восстановления давления торможения на входе в сопло определяется из уравнения

$$\sigma_{\text{F}} = p_{\text{св}} / p_1 = \left[\left(1 + \lambda_{\text{к}}^2 \right) \left(1 + \frac{n_* - 1}{n_* + 1} \lambda_{\text{к}}^2 \right)^{\frac{1}{n_* - 1}} \right]^{-1} .$$

При использовании газодинамических функций величина σ_{F} рассчитывается по формуле $\sigma_{\text{F}} = [\pi(\lambda_{\text{к}}) (1 + n_* M_{\text{к}}^2)]^{-1}$. Значения

λ (λ_k) и M_k определяются по газодинамическим функциям [7] по найденному в п. 2.6 коэффициенту λ_x . Правильность определения σ_F можно проконтролировать по графику (рис. 2.3).

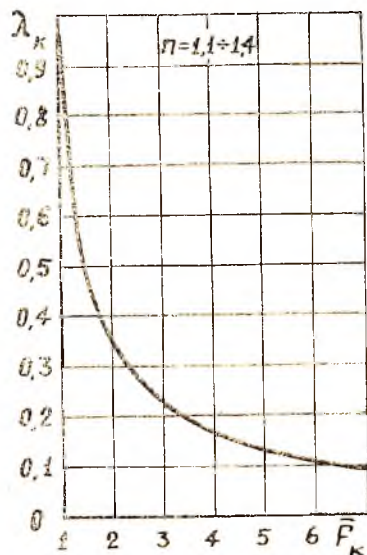


Рис. 2.2. Зависимость коэффициента скорости λ_k от \bar{F}_k

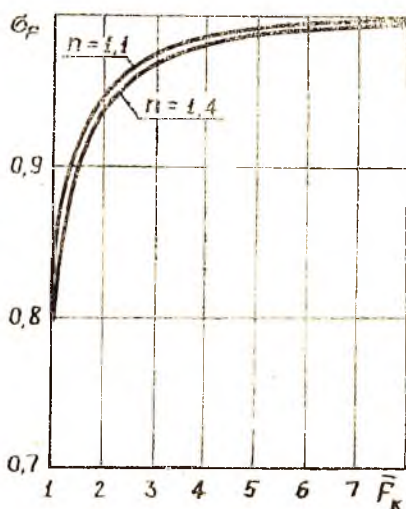


Рис. 2.3. Зависимость коэффициента восстановления давления σ_F от \bar{F}_k

2.8. Коэффициент снижения удельного импульса из-за неизобаричности камеры сгорания

$$\varphi_F = \sqrt{\left[1 - \left(\frac{p_a}{\sigma_F p_l}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] / \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_l}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]}.$$

Здесь n — средний показатель изоэнтропы расширения в интервале от p_{co} до p_a . Он определяется по таблицам [8] для соответствующей степени расширения ϵ при условии течения газа в ядре потока.

2.9. Действительная геометрическая степень расширения сопла

$$\bar{F}_a = \frac{(\sigma_F)^{1/n}}{\varphi_F} (\bar{r}_a) l^2.$$

2.10. Удельная площадь критического сечения $f_* = F_a / \dot{m}_T = \beta / \rho_{co}$.

2.11. Удельная площадь выходного сечения сопла $f_a = F_a / \dot{m}_T = \bar{F}_a f_*$.

2.12. Температура на входе в сопло T_{co} (по таблицам /8/ находится «опорное» $T_{co}^{(0)}$ для p_{co} и α в ядре потока)

$$\ln T_{co} = \ln T_{co}^{(0)} + A_1 10^{-3} \ln (p_{co} / p_{co}^{(0)}) + A_2 10^{-3} (i_{тя} - i_{тн}^{(0)}).$$

2.13. Действительное значение удельного импульса в пустоте $I_{y n} = (I_s^n) \varphi_i \varphi_{кс} \varphi_i \varphi_Q$, где в первом приближении принимаем $\varphi_Q = 1$, а в дальнейшем находим в п. 5.2.

2.14. Значение удельного импульса у Земли ($p_n = 1 \cdot 10^5$ н/м²) для двигателей первых ступеней ракет $I_{y n \rightarrow 0} = I_{y n} - \int_a p_n$, где p_n — атмосферное давление.

2.15. Действительное значение удельного импульса в пустоте или у Земли с учетом системы подачи для двигателей, выполненных по схеме без дожигания генераторного газа, $I_{y дy} = I_{y \varphi_{под}}$. Коэффициент снижения удельного импульса за счет отбора части топлива для привода насосов $\varphi_{под} = 0,97-0,98$ /2/. Точное значение его определяется по результатам энергетического расчета системы подачи (разд. III).

2.16. Среднее значение скорости газа в выходном сечении сопла $W_a = I_{y n} - \int_a p_a$.

2.17. Газовая постоянная для условий течения в выходном сечении сопла $R_a = R_0 / \mu_a = 8316,96 / \mu_a$.

Значение средней молекулярной массы μ_a для условий ядра потока находится по справочнику /8/. При необходимости экстраполяции используем соотношение

$$\begin{aligned} \ln \mu_a = & \ln \mu_a^{(0)} + \left[\frac{R_0}{C_p \mu} \left(\alpha_p T - \frac{\mu}{\mu_{co}} \right) + \frac{\alpha_p TR_0}{C_p \mu_{co}} + \frac{\beta_i p}{\mu} - 1 \right]_{(0)} \times \\ & \times \ln \frac{p_{co}}{p_{co}^{(0)}} + \left(\frac{1 - \alpha_p T}{C_p T_0} \right)_{(0)} (i_{т} - i_{т}^{(0)}) + \left[\frac{\alpha_p TR_0}{C_p \mu} (\alpha_p T - 1) - \beta_{т} P - 1 \right]_{(0)} \times \\ & \times \ln \frac{P}{P^{(0)}}. \end{aligned}$$

2.18. Средняя температура газа в выходном сечении сопла

$$T_a = \int_a p_a W_a / R_0.$$

2.19. Секундный расход топлива через камеру сгорания

$$\dot{m}_{т} = \frac{P}{I_y} (1 - \bar{m}_{гг}),$$

где $\bar{m}_{гг} = \dot{m}_{гг} / \dot{m}_{т}$ — относительный расход генераторного газа (для схем без дожигания генераторного газа определяется в гл. III, для схем с дожиганием $\bar{m}_{гг} = 0$). Тяга P является заданной. Для двигателей первых ступеней ракет обычно задается тяга у Земли $P_{n=0}$ и подсчет $\dot{m}_{т}$ ведется по значению $I_{y n=0}$. Для двигателей верхних ступеней задается тяга в пустоте P_n и расход $\dot{m}_{т}$ определяется по величине $I_{y n}$.

2.20. Расход окислителя через камеру сгорания

$$\dot{m}_0 = \frac{K_{м ср}}{1 + K_{м ср}} \dot{m}_T.$$

2.21. Расход горючего через камеру сгорания $\dot{m}_T = \dot{m}_T - \dot{m}_0$.

2.22. Расход топлива через ядерные форсунки $\dot{m}_{T я} = \dot{m}_T (1 - \bar{m}_{пр})$.

2.23. Расход топлива через пристеночные форсунки $\dot{m}_{T пр} = \dot{m}_T - \dot{m}_{T я}$.

2.24. Расход окислителя через ядерные форсунки

$$\dot{m}_{о я} = \frac{K_{м я}}{1 + K_{м я}} \dot{m}_{T я}.$$

2.25. Расход горючего через ядерные форсунки $\dot{m}_{T я} = \dot{m}_{T я} - \dot{m}_{о я}$.

2.26. Расход окислителя через пристеночные форсунки

$$\dot{m}_{о пр} = \frac{K_{м пр}}{1 + K_{м пр}} \dot{m}_{T пр}.$$

2.27. Расход горючего через пристеночные форсунки $\dot{m}_{T пр} = \dot{m}_{T пр} - \dot{m}_{о пр}$.

2.28. Площадь критического сечения камеры сгорания $F_* = f_* \dot{m}_T$.

2.29. Площадь выходного сечения сопла $F_a = f_a \dot{m}_T$.

2.30. Площадь цилиндрической части камеры сгорания $F_k = \bar{F}_k F_*$.

2.31. Диаметр критического сечения камеры сгорания $D_* = 2\sqrt{\bar{F}_k / \pi}$.

2.32. Диаметр выходного сечения сопла $D_a = 2\sqrt{F_a / \pi}$.

2.33. Диаметр цилиндрической части камеры сгорания $D_k = 2\sqrt{F_k / \pi}$.

III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ

3.1. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЖРД С НАСОСНОЙ СИСТЕМОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Характерной особенностью ЖРД с насосной системой подачи топлива является то, что часть топлива используется для получения генераторного газа. При этом схемы ЖРД без дожигания, в которых предусматривается получение генераторного газа путем сжигания основных компонентов, наиболее распространенные. В то же время методика их расчета является наиболее общей по сравнению с другими вариантами схем аналогичного

типа, поэтому ниже для ЖРД без дожигания генераторного газа рассмотрен именно этот случай.

В ЖРД с дожиганием генераторного газа один или оба компонента топлива подаются в камеру сгорания в газовой фазе, т. е. через форсунки поступает генераторный газ, прошедший предварительно через турбину ТНА и совершивший в ней работу. Чтобы рассчитать подобные форсунки, нужно знать параметры газа на входе в них.

Для проведения такого расчета применительно к схемам с дожиганием генераторного газа и определения параметров ДУ (удельного импульса и расходов окислителя и горючего на систему топливоподачи) в схемах без дожигания должны быть известны характеристики турбин и насосов, точная схема всей системы подачи компонентов в двигатель и величины гидравлических сопротивлений ее элементов — трубопроводов, клапанов, дроссельных устройств, форсунок, органов регулирования и т. д., а также характеристик генераторного газа, использующегося в двигателе.

На практике энергетический расчет двигателя производится в несколько этапов. Вначале выбирается структурная схема системы подачи, принимаются ориентировочные значения гидравлических сопротивлений, КПД узлов и температуры генераторного газа. По этим данным производится расчет, в результате которого определяется необходимая степень расширения газа в турбине и величины давлений на выходе из насосов. Если значения этих параметров удовлетворительные, то принятые в предварительном расчете гидравлические сопротивления и уровень КПД узлов включаются в технические условия на разработку двигателя.

После конструкторской проработки и экспериментальной проверки определяются окончательные характеристики узлов, по которым производится энергетический расчет. По результатам этого расчета при необходимости могут быть скорректированы параметры газогенератора и размеры форсунок для подачи в камеру сгорания генераторного газа.

3.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

Пониженный уровень температуры генераторного газа достигается за счет создания в топливе, поступающем в газогенератор, большого избытка горючего (восстановительные газогенераторы) или окислителя (окислительные газогенераторы).

Температура и свойства генераторного газа определяются путем термодинамического расчета по методике, аналогичной методике расчета свойств газа в камере сгорания. Результаты расчетов термодинамических свойств продуктов сгорания боль-

ного количества жидких топлив приведены в справочнике /8/. Однако в этом справочнике отсутствуют данные, характеризующие свойства продуктов сгорания топлив при значениях коэффициента избытка окислителя α , существенно больших или меньших, чем стехиометрические. А именно при этих значениях α достигаются приемлемые уровни температур генераторного газа.

С целью выполнения этого пробела и получения характеристик генераторного газа были выполнены соответствующие термодинамические расчеты для трех наиболее распространенных в настоящее время топливных пар: водород—кислород; керосин—кислород; несимметричный диметилгидразин — четырехокись азота.

Результаты расчетов приведены в приложении 1, в виде зависимостей температуры $T_{гг}$, газовой постоянной $R_{гг}$, показателя изэнтропии n от массового соотношения компонентов топлива.

Для топлива водород — кислород рассчитаны характеристики генераторного газа с восстановительными свойствами ($\alpha \ll 1$), для двух других топливных пар — с окислительными свойствами ($\alpha \gg 1$).

Целесообразность применения восстановительного генераторного газа для водородно-кислородных двигателей обусловлена его высокой удельной работоспособностью $(RT)_{гг}$, в 5—7 раз превышающей работоспособность окислительного генераторного газа /1/.

Для двигателей с дожиганием генераторного газа, работающих на топливе керосин — кислород, выгоднее применять окислительные газогенераторы. Это объясняется двумя причинами:

во-первых, расход окислителя в камеру сгорания почти в три раза больше расхода горючего и это позволяет в принципе получить большую работоспособность турбины, несмотря на некоторый проигрыш в удельной работоспособности окислительного газа;

во-вторых, в генераторном газе топлива керосин — кислород при очень большом избытке горючего содержится большое количество сажи, которая может нарушить нормальную работу турбины и форсунок.

Для топлива несимметричный диметилгидразин — четырехокись азота также выгодно использование окислительного газогенератора.

Однако газогенератор в схеме без дожигания генераторного газа, как правило, делают с избытком горючего. Это позволяет иметь более высокую температуру генераторного газа (малая химическая активность), большую газовую постоянную и снизить потребный расход генераторного газа (за счет высоких $(RT)_{гг}$).

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ТУРБОНАСОСНОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЕ БЕЗ ДОЖИГАНИЯ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

На рис. 3.1. приведена схема ЖРД без дожигания генераторного газа, с двухкомпонентным газогенератором, работающим на компонентах основного топлива. В качестве охладителя камеры можно выбрать любой компонент, однако предпочтительнее горючее. Оно имеет меньшую коррозионную активность, зазор охлаждающего тракта (при $P \gg (5-6) 10^4 \text{ Н}$) получается меньшим и, следовательно, более технологичным. Кроме того, оно обеспечивает существенно большую надежность двигателя.

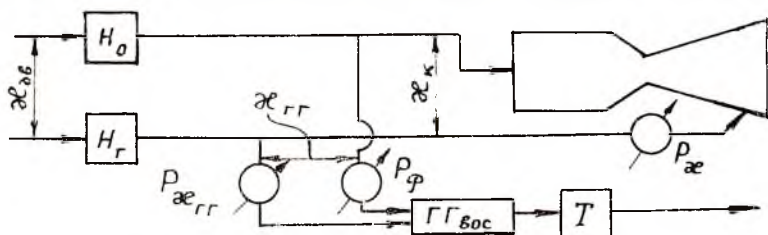


Рис. 3.1. Структурная схема двигателя без дожигания генераторного газа

Регулятор соотношения компонентов для камеры сгорания (регулируемый дроссель) можно ставить и на линии окислителя, и на линии горючего. Однако обычно его ставят на линии горючего, так как расход на ней меньше и габариты регулятора получаются более приемлемыми, а достижение заданного перепада давления на регуляторе сопровождается меньшей потерей мощности насоса. Кроме того, горючее обычно менее агрессивно.

Регулятор тяги обычно ставится на линии питания газогенератора (ГГ). При восстановительном ГГ регулятор устанавливают на линии окислителя, так как расход окислителя меньше и размеры регулятора будут меньше. В ряде случаев для стабилизации соотношения компонентов ГГ ставят корректор $\alpha_{ГГ}$ на линии горючего.

При расчете основных гидравлических характеристик системы подачи в первом приближении можно принять следующие значения.

3.3.1. Перепад давления в охлаждающем тракте камеры

$$\Delta p_{\text{охл}} = (0,25-0,35) p_{\text{к}}.$$

При $p_{\text{к}} \leq (7,0-8,0) \text{ мН/м}^2$ коэффициент 0,25—0,3;
при $p_{\text{к}} > (7-8) \text{ мН/м}^2$ коэффициент (0,3—0,35).

3.3.2. Перепад давления на форсунках $\Delta p_{\phi} = 0,4—1,0$ мН/м².

3.3.3. Перепад давления на регуляторе тяги $\Delta p_p = (0,1—0,2) p_k$.

3.3.4. Перепад давления на регуляторе соотношения компонентов $\Delta p_x = (0,1—0,15) p_k$.

3.3.5. Гидравлическое сопротивление подводящих магистралей с сопротивлением согласующих дроссельных шайб и отсечных клапанов $\Delta p_m = (0,05—0,1) p_k$.

Для коротких трубопроводов (линия ГГ) принимают меньшие значения, для длинных — большие.

3.3.6. Давление в газогенераторе $p_{гг} = (0,8—0,85) p_k$.

3.3.7. Давление в выхлопной системе на выходе из турбины: $p_1 = (3,5—5,0) \cdot 10^5$ Па — при реактивном выхлопе;

$p_2 = (1,5—2,0) \cdot 10^5$ Па — при открытом выхлопе.

3.3.8. Давление на входе в насосы $p_{вхг} = p_{вхо} = (2—5) \cdot 10^5$ Па.

3.3.9. КПД насосов окислителя, горючего и турбины:

$$\eta_o = 0,6—0,7; \quad \eta_{гг} = 0,4—0,5; \quad \eta_{т} = 0,55—0,65.$$

3.3.10. Подсчитывается давление подачи компонентов. Для этого по структурной схеме (рис. 3.1) вычисляется сумма гидравлических сопротивлений. Давление подачи окислителя по линии камеры p'_o и газогенератора p''_o ;

$$p'_o = p_k + \Delta p_{\phi}^o + \Delta p_m; \quad p''_o = p_{гг} + \Delta p_{\phi_{гг}}^o + \Delta p_p + \Delta p_m^o.$$

3.3.11. Давление подачи горючего по линии камеры $p'_г$ и газогенератора $p''_г$:

$$p'_г = p_k + \Delta p_{\phi}^г + \Delta p_{охл} + \Delta p_x + \Delta p_{гг}^г;$$

$$p''_г = p_{гг} + \Delta p_{\phi_{гг}}^г + \Delta p_{гг} + \Delta p_m^г.$$

Так как расходы компонентов через ГГ составляют несколько процентов от расходов \dot{m}_o и $\dot{m}_г$ и основные мощности насосов затрачиваются на подачу компонентов в камеру, увеличивать давления подачи по этим линиям нецелесообразно. Поэтому и назначается $p_{гг} < p_k$ (отметим, что $p_{гг} = \Delta p_{гг} + p_2$).

3.3.12. Находится повышенные давления в насосах:

$$\Delta p_o^н = p_o - p_{вхо}; \quad \Delta p_{гг}^н = p_{гг} - p_{вхг}$$

3.3.13. Определяются удельные работы насосов

$$\bar{N}_o = p_o^н / \rho_o \eta_o; \quad \bar{N}_{гг} = p_{гг}^н / \rho_{гг} \eta_{гг}$$

и турбины $\bar{N}_{т} = \frac{n}{n-1} (RT)_{гг} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \gamma_{гг}$.

Значения $R_{гг}$, $T_{гг}$, n определяются по приложению 1 в за-

висимости от $\alpha(K_{m_{гг}})$, а плотности окислителя ρ_0 и $\rho_{гг}$ берутся из справочника [8].

Давление на входе в сопловой аппарат турбины принимается $p_1 = 0,95 p_{гг}$.

3.3.14. Находится относительный расход генераторного газа:

$$\bar{m}_{гг} = \frac{\dot{m}_{гг}}{\dot{m}_{гг}} = \frac{\frac{K_{m_{ср}}}{K_{m_{ср}} + 1} \bar{N}_0 + \frac{1}{K_{m_{ср}} + 1} \bar{N}_{гг}}{N_{гг} - \frac{K_{m_{гг}} - K_{m_{ср}}}{(K_{m_{гг}} + 1)(K_{m_{ср}} + 1)} (\bar{N}_0 - \bar{N}_{гг})}$$

3.3.15. Определяется удельный импульс генераторного газа. Эффективность утилизационного сопла количественно оценивается по величине удельного импульса тяги, развиваемого выхлопным соплом, с помощью соотношения $I_{y_{гг}} = \beta'_{*гг} K_{P_{гг}}$, где $K_{P_{гг}}$ — коэффициент тяги.

Генераторный газ, проходя через турбину, часть своей энергии «срабатывает» и расходный комплекс генераторного газа уменьшается в соответствии с коэффициентом полезного действия турбины: $\beta'_{*гг} = \beta_{*гг} \sqrt{1 - \eta_{эф}}$. Здесь $\beta_{*гг}$, $\beta'_{*гг}$ — значения расходного комплекса генераторного газа перед турбиной и в реактивном сопле соответственно; $\eta_{эф}$ — эффективный КПД турбины,

$$\eta_{эф} = \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \gamma_{гг};$$

$\eta_{гг}$ — КПД турбины, включающий лопаточный и механический КПД.

Значения $\beta_{*гг}$ и $K_{P_{гг}}$ определяются с помощью выражений:

$$\beta_{*гг} = \sqrt{(RT)_{гг}} \left/ \left[\left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}} \sqrt{n} \right] \right.;$$

$$K_{P_{гг}} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{2(n-1)}} \left[\frac{\frac{2n}{n-1} - \left(\frac{n+1}{n-1} \right) \left(\frac{p_{0гг}}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}}{\sqrt{\frac{2}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_{0гг}}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}} \right],$$

где $p_{0гг}$ — давление на выходе из реактивного сопла.

3.3.16. Вычисляется значение коэффициента

$$\varphi_{под} = 1 - \bar{m}_{гг} (1 - I_{y_{гг}} / I_y).$$

3.3.17. Определяется соотношение компонентов по ДУ (бачковое соотношение компонентов):

$$K_{m_{ду}} = \frac{K_{m_{ср}} (K_{гг} + 1) (1 - \bar{m}_{гг}) + K_{m_{гг}} (K_{m_{ср}} + 1) \bar{m}_{гг}}{(K_{m_{гг}} + 1) (1 - \bar{m}_{гг}) + (K_{m_{ср}} + 1) \bar{m}_{гг}}$$

3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ТУРБОНАСОСНОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДВИГАТЕЛЕ С ДОЖИГАНИЕМ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

Схемы «Газ + жидкость»

Структурные схемы ЖРД с дожиганием генераторного газа различаются по следующим основным признакам:

тип газогенератора (восстановительный или окислительный);
 тип охлаждения (горючее или окислитель, весь компонент или часть его проходит через тракт охлаждения);
 наличие (или отсутствие) дополнительных насосов. На рис. 3.2,а представлена наиболее распространенная схема ЖРД с окислительным ГГ, охлаждением камеры горючим и двумя насосами.

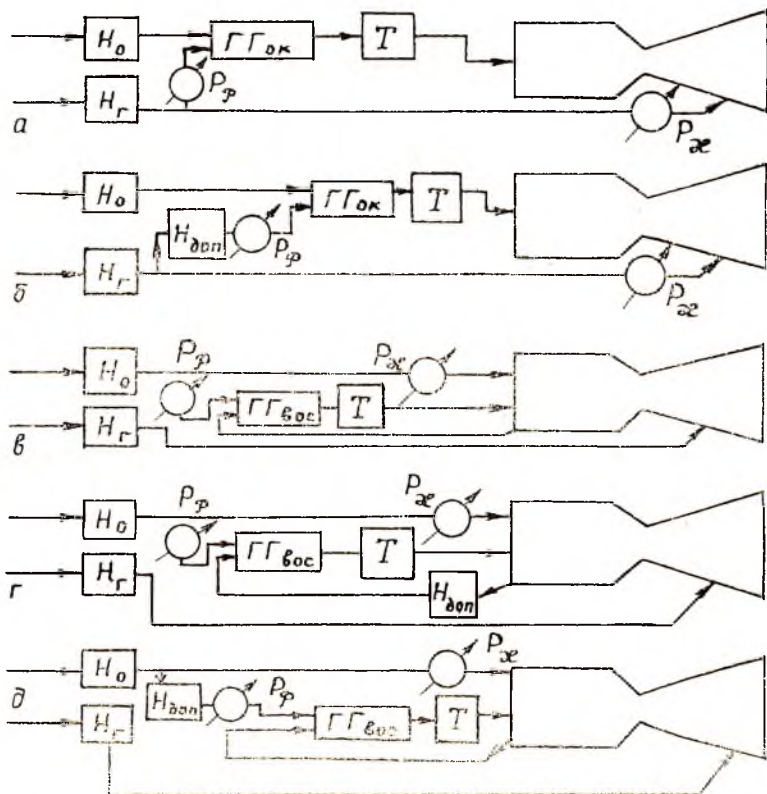


Рис. 3.2. Структурные схемы двигателей с дожиганием генераторного газа

Более совершенная схема с насосом (ВД) по линии горючего в ГГ, в котором давление подачи по тракту горючего выбирается исходя из p_k и сопротивления охлаждающего тракта, представлена на рис. 3.2,б. Аналогичная схема представлена на рис. 3.2,в для водородных двигателей с восстановительным газогенератором. Усовершенствованные схемы водородных ЖРД приведены на рис. 3.2,г,д. На рис. 3.2,г представлена схема водородного ЖРД, где имеется два водородных насоса. Вследствие этого охлаждающий тракт находится под меньшим давлением, чем на схеме 3.2,в.

Наиболее совершенная схема ЖРД с подкачивающим насосом по линии окислителя на вход в газогенератор (для водородного двигателя) дана на рис. 3.2,д. При этом давление подачи за окислительным насосом определяется в основном p_k . Основная часть водорода подается в газогенератор ($\sim 75\%$), а остальная используется для охлаждения огневого днища камеры сгорания.

3.4.1. Выбирается температура генераторного газа на номинальном режиме: для окислительных газогенераторов $T_{гр} = 650—850$ К; для восстановительных газогенераторов $T_{гр} = 800—1000$ К.

3.4.2. Для принятого значения $T_{гр}$ по характеристикам генераторного газа определяются:

массовое соотношение компонентов $K_{m гр}$;

газовая постоянная $R_{гр}$;

показатель изоэнтропы расширения продуктов сгорания n .

3.4.3. Подсчитывается секундный расход газа через турбину (через газогенератор):

$$\text{для окислительного газогенератора } \dot{m}_{гр} = \dot{m}_{о гр} + \dot{m}_{гр гр} = \\ = \dot{m}_о + \dot{m}_о / K_{m гр} ;$$

$$\text{для восстановительного газогенератора } \dot{m}_{гр} = \dot{m}_{о гр} + \dot{m}_{гр гр} = \\ = \dot{m}_{гр гр} + \dot{m}_{гр гр} K_{m гр} .$$

В случае, когда весь расход горючего проходит через газогенератор, $\dot{m}_{гр гр} = \dot{m}_{гр}$.

3.4.4. Задаются несколькими значениями степени расширения газа в турбине π_τ . Для двигателей с дожиганием генераторного газа π_τ обычно находится в пределах $\pi_\tau = 1,1—2,0$.

3.4.5. Для принятых значений π_τ подсчитывается мощность турбины по формуле

$$N_\tau = \dot{m}_{гр} \gamma_\tau R_{гр} T_{гр} \frac{n}{n-1} \left[1 - (\pi_\tau^{\frac{n-1}{n}})^{-1} \right].$$

КПД турбин ТНА двигателей с дожиганием генераторного газа равен 0,65—0,8. Двигатели с окислительными газогенераторами имеют более низкие η_τ , чем двигатели с восстановительными газогенераторами, что обусловлено необходимостью иметь боль-

шие величины зазоров между вращающимися и неподвижными элементами. Величины зазоров в элементах турбины, работающих на окислительном газе, подбираются таким образом, чтобы исключить возможность взаимного касания элементов при самых неблагоприятных условиях эксплуатации. Касание вращающихся деталей о неподвижные элементы в среде окислительного газа высокой температуры может привести к возникновению горения металла турбины.

3.4.6. Определяются мощности насосов для принятых значений степени расширения в турбине π_T . Мощность любого насоса подсчитывается по формуле $N_{II} = \dot{m}_{II} \Delta p_{II} / \eta_{II} \rho$.

КПД основных насосов находятся в пределах 0,55—0,75, а КПД насосов высокого давления равны 0,3—0,5. Перепад давления в насосе $\Delta p_{II} = p_{\text{вых II}} - p_{\text{вх II}}$, где $p_{\text{вых II}}$ — давление за насосом;

$p_{\text{вх II}}$ — давление на входе в насос.

Давление на входе в насос принимается равным $(3-5) \cdot 10^5$ Н/м². Оно создается за счет наддува топливных баков или использования специальных бустерных насосов (в последнем случае давление $p_{\text{вх II}}$ может быть более высоким).

Давление за насосом определяется как сумма давления в камере сгорания p_1 (p_K) и всех гидравлических сопротивлений по пути от насоса до камеры сгорания.

Гидравлические потери в различных элементах системы подачи оцениваются с помощью соотношений п.3.3.1—3.3.5. Сопротивление газоведа от газогенератора до форсунок камеры в первом приближении можно найти по формуле

$$\Delta p_{ГВ} = (0,02-0,1) p_K,$$

где значение коэффициента 0,1 относится к случаю установки в газоведе специальных демпфирующих решеток.

Например, для схемы с окислительным газогенератором, представленным на рис. 3.2,б:

$$p_{0 \text{ вых II}} = p_{ГГ} + \Delta p_{0 \text{ маг}} = (p_1 + \Delta p_{\text{газ маг}}) \pi_T + \Delta p_{0 \text{ маг}};$$

$$p_{Г \text{ вых II}} = p_1 + \Delta p_{Г \text{ маг}} + \Delta p_{Г \text{ ке}}; \quad p_{Г \text{ вых II ВД}} = p_{ГГ} + \Delta p_{Г \text{ маг ВД}} = \\ = (p + \Delta p_{\text{газ маг}}) \pi_T + \Delta p_{Г \text{ маг ВД}}.$$

Здесь $p_{ГГ}$ — давление в газогенераторе;

$\Delta p_{\text{газ маг}} = \Delta p_{\phi}^0 + \Delta p_{ГВ}$ — сопротивление магистрали подачи окислительного газа от турбины до камеры сгорания (обычно $\Delta p_{\text{газ маг}} = 0,8-1,5$ МН/м²);

$\Delta p_{0 \text{ маг}} = \Delta p_{\phi \text{ ГГ}}^0 + \Delta p_M$ — перепад давления на линии окислителя от насоса до газогенератора, включая сопротивление трубопроводов, клапана, и перепад на форсунках газогенератора. Следует отметить, что сопротивление магистралей Δp_M в значи-

тельной степени зависит от количества изгибов, т. е. от уровня местных сопротивлений (обычно $\Delta p_{o \text{ маг}} = 2-3 \text{ мН/м}^2$);

$\Delta p_{\text{Г маг}} = \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{з}}$ — перепад давления по линии горючего на участке от насоса до входа в камеру. Включает в себя гидравлические сопротивления трубопроводов, настроечной дроссельной шайбы, клапана и регулятора соотношения компонентов в камере ($\Delta p_{\text{Г маг}} = 1-3,5 \text{ мН/м}^2$);

$\Delta p_{\text{Г кс}} = \Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_{\text{охл}}$ — гидравлическое сопротивление тракта охлаждения камеры и форсунок горючего ($\Delta p_{\text{Г кс}} = 5-8 \text{ мН/м}^2$);

$\Delta p_{\text{Г маг ВД}} = \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{ф ГГ}} + \Delta p_{\text{р}}$ — гидравлическое сопротивление магистрали от насоса высокого давления (ВД) до газогенератора. Включает в себя сопротивление трубопроводов, клапана, форсунок газогенератора и регулятора тяги (расхода компонентов). Обычно $\Delta p_{\text{Г маг ВД}} = 3-10 \text{ мН/м}^2$.

Для схемы двигателя с восстановительным газогенератором (рис. 3.2,в)

$$p_{\text{о вых н}} = (p_1 + \Delta p_{\text{ф}}^{\text{г}} + \Delta p_{\text{Г в}}) \pi_{\text{т}} + \Delta p_{\text{ф ГГ}}^{\text{г}} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{м}}$$

Давление подачи окислителя по линии питания камеры

$$p'_{\text{о вых н}} = (p_1 + \Delta p_{\text{ф}}^{\text{о}} + \Delta p_{\text{з}} + \Delta p_{\text{м}}$$

и по линии питания газогенератора

$$p''_{\text{о вых н}} = (p_1 + \Delta p_{\text{ф}}^{\text{г}} + \Delta p_{\text{Г в}}) \pi_{\text{т}} + \Delta p_{\text{ф ГГ}}^{\text{о}} + \Delta p_{\text{р}} + \Delta p_{\text{м}}$$

Из двух давлений подачи окислителя выбирается большее

$$(p''_{\text{о вых н}} > p'_{\text{о вых н}}).$$

Аналогичным образом определяются давления подачи компонентов и для других схем (рис. 3.2).

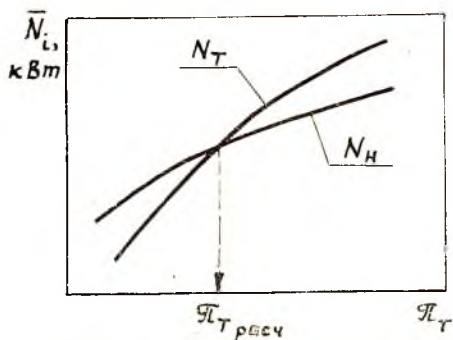


Рис. 3.3. К определению расчетной степени расширения газа в турбине ТНА

печивается работа двигателя с дожиганием генераторного газа (рис. 3.3).

3.4.7. Определяется расчетное значение степени расширения газа в турбине. Для этой цели по данным, полученным в п. 3.4.5 и 3.4.6, строятся кривые зависимости потребной суммарной мощности всех насосов $N_{\text{н}} = f(\pi_{\text{т}})$ и располагаемой $N_{\text{т}} = f(\pi_{\text{г}})$ мощности турбины от степени расширения в турбине. Пересечение их дает значение $\pi_{\text{г расч}}$, при котором обеспе-

3.4.8. По полученному в п.3.4.7. значению $\pi_{\text{тр расч}}$ подсчитываются все параметры, характеризующие работу системы подачи:

$$N_{\text{т}}, p_{\text{гг}}, p_{\text{о вых т}}, p_{\text{г вых т}}, p_{\text{г вых т в д}}, p_{\text{о вых т в д}}, N_{\text{п}}.$$

3.4.9. Определяются температура и давление газов за турбиной:

$$T_{\text{вых т}} = T_{\text{гг}} - \frac{n-1}{n} \frac{N_{\text{т}}}{\dot{m}_{\text{гг}} R_{\text{гг}}}; \quad p_{\text{вых т}} = p_{\text{гг}} / \pi_{\text{тр расч}}.$$

Параметры газа за турбиной используются для расчета газовых форсунок камеры сгорания. Далее определяются расходы генераторного газа и жидкого компонента топлива через ядро и пристенок камеры сгорания.

Для окислительного газогенератора находятся:

3.4.10. Расход генераторного газа через ядерные форсунки

$$\dot{m}_{\text{гг я}} = \frac{\dot{m}_{\text{о я}}}{\dot{m}_{\text{о}}} \dot{m}_{\text{гг}}.$$

3.4.11. Расход генераторного газа через пристеночные форсунки $\dot{m}_{\text{гг пр}} = \dot{m}_{\text{гг}} - \dot{m}_{\text{гг я}}$.

3.4.12. Расход горючего (жидкого) через ядерные форсунки

$$\dot{m}_{\text{г я}}^{(\text{ж})} = \dot{m}_{\text{г я}} - \dot{m}_{\text{о я}} / K_{\text{м гг}}.$$

3.4.13. Расход горючего (жидкого) через пристеночные форсунки $\dot{m}_{\text{г пр}}^{(\text{ж})} = \dot{m}_{\text{г пр}} - \dot{m}_{\text{о пр}} / K_{\text{м гг}}$.

Для восстановительного газогенератора определяются:

3.4.14. Расход генераторного газа через ядерные форсунки

$$\dot{m}_{\text{гг я}} = \frac{\dot{m}_{\text{г я}}}{\dot{m}_{\text{г}}} \dot{m}_{\text{гг}}.$$

3.4.15. Расход генераторного газа через пристеночные форсунки $\dot{m}_{\text{гг пр}} = \dot{m}_{\text{гг}} - \dot{m}_{\text{гг я}}$.

3.4.16. Расход окислителя (жидкого) через ядерные форсунки $\dot{m}_{\text{о я}}^{(\text{ж})} = \dot{m}_{\text{о я}} - \dot{m}_{\text{гг я}} K_{\text{м гг}}$.

3.4.17. Расход окислителя (жидкого) через пристеночные форсунки $\dot{m}_{\text{о пр}}^{(\text{ж})} = \dot{m}_{\text{о пр}} - \dot{m}_{\text{гг пр}} K_{\text{м гг}}$.

Схемы «газ + газ»

На рис. 3.4 приведены схемы двигателей с дожиганием окислительного и восстановительного генераторных газов. Они позволяют получить максимально возможные $p_{\text{к}}$ за счет газификации всего топлива в двух газогенераторах. Схемы выполняются с двумя раздельными ТНА, что позволяет иметь гибкое регули-

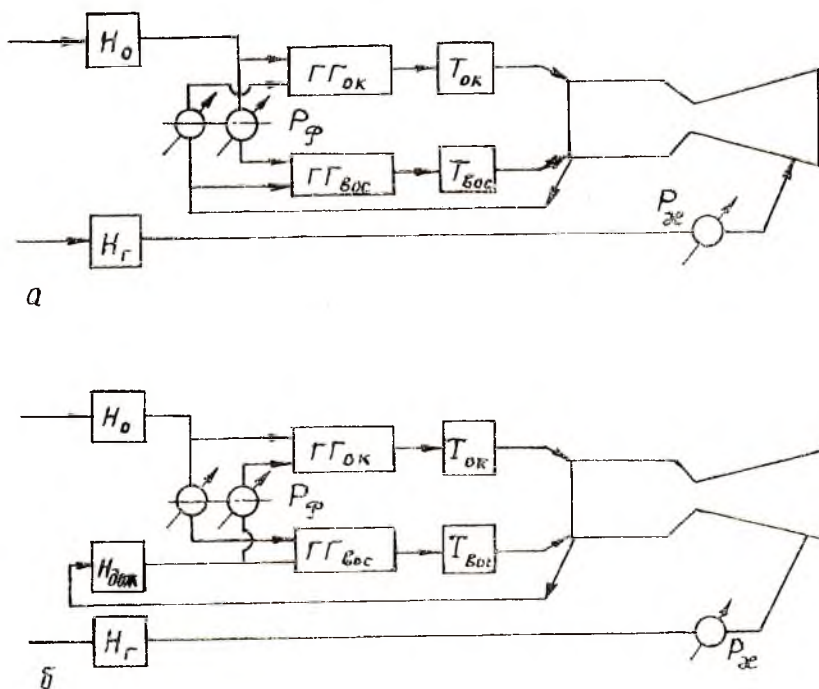


Рис. 3.4. Структурные схемы двигателей с дожиганием генераторного газа типа «газ+газ»

рование. Турбина, использующая восстановительный окислительный газ, вращает насос горючего (окислителя).

В схеме на рис. 3.4,б имеется дополнительный насос по линии горючего после тракта охлаждения, что позволяет разгрузить его от слишком высокого давления.

В обеих схемах охлаждение камеры осуществляется горючим.

3.4.18. Определяются массовые соотношения компонентов топлива в восстановительном $K_m^{\text{вос}}$ и окислительном $K_m^{\text{ок}}$ газогенераторах по выбранным значениям температур генераторного газа, а также значения газовых постоянных ($R_{\text{вос}}$, $R_{\text{ок}}$) и показателей изэнтропы ($n_{\text{ок}}$, $n_{\text{вос}}$).

3.4.19. Находится соотношение расходов окислительного $\dot{m}_{\text{ок}}$ и восстановительного $\dot{m}_{\text{вос}}$ газов:

$$\nu = \frac{\dot{m}_{\text{ок}}}{\dot{m}_{\text{вос}}} = \frac{K_m^{\text{ок}} + 1}{K_m^{\text{вос}} + 1} \frac{K_m^{\text{ср}} - K_m^{\text{вос}}}{K_m^{\text{ок}} - K_m^{\text{ср}}}$$

3.4.20. Находятся расходы через камеру окислительного и восстановительного газов:

$$\dot{m}_{\text{ок}} = \frac{v}{v+1} \dot{m}_T; \quad \dot{m}_{\text{вос}} = \frac{1}{v+1} \dot{m}_T.$$

3.4.21. Определяется расход жидких компонентов через газогенераторы:

окислительный газогенератор:

$$\text{окислителя } \dot{m}_o^{\text{ок}} = \dot{m}_{\text{ок}} \frac{K_m^{\text{ок}}}{K_m^{\text{ок}} + 1}; \quad \text{горючего } \dot{m}_T^{\text{ок}} = \dot{m}_{\text{ок}} \frac{1}{K_m^{\text{ок}} + 1};$$

восстановительный газогенератор:

$$\text{окислителя } \dot{m}_o^{\text{вос}} = \dot{m}_{\text{вос}} \frac{K_m^{\text{вос}}}{K_m^{\text{вос}} + 1}; \quad \text{горючего } \dot{m}_T^{\text{вос}} = \dot{m}_{\text{вос}} \frac{1}{K_m^{\text{вос}} + 1}.$$

3.4.22. Задаются несколькими значениями степени расширения газов в турбине ($\pi_{T\text{ок}}$, $\pi_{T\text{вос}}$, см. п. 3.4.4).

3.4.23. Подсчитывается мощность турбин по формулам:

$$N_T^{\text{ок}} = \dot{m}_{\text{ок}} \eta_T R_{\text{ок}} T_{\text{ок}} \frac{n_{\text{ок}}}{n_{\text{ок}} - 1} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{(n_{\text{ок}} - 1)/n_{\text{ок}}}} \right);$$

$$N_T^{\text{вос}} = \dot{m}_{\text{вос}} \eta_T R_{\text{вос}} T_{\text{вос}} \frac{n_{\text{вос}}}{n_{\text{вос}} - 1} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{(n_{\text{вос}} - 1)/n_{\text{вос}}}} \right).$$

3.4.24. Находятся давления подачи насосов (схема на рис. 3.4,а):

по линии питания окислителем газогенераторов и камеры

$$p'_{\text{о вых н}} = (p_1 + \Delta p_{\phi}^{\text{ок}} + \Delta p_{\text{ГВ}}^{\text{ок}}) \pi_{T\text{ок}} + \Delta p_{\phi\text{ГГ}}^{\text{о ок}} + \Delta p_M;$$

$$p''_{\text{о вых н}} = (p_1 + \Delta p_{\phi}^{\text{вос}} + \Delta p_{\text{ГВ}}^{\text{вос}}) \pi_{T\text{вос}} + \Delta p_{\phi\text{ГГ}}^{\text{о вос}} + \Delta p_p + \Delta p_M,$$

по линии питания горючим газогенераторов и камеры

$$p'_{\text{Г вых н}} = (p_1 + \Delta p_{\phi}^{\text{вос}} + \Delta p_{\text{ГВ}}^{\text{вос}}) \pi_{T\text{вос}} + \Delta p_{\phi\text{ГГ}}^{\text{Г вос}} + \Delta p_{\text{охл}} + \\ + \Delta p_x + \Delta p_M;$$

$$p''_{\text{Г вых н}} = (p_1 + \Delta p_{\phi}^{\text{ок}} + \Delta p_{\text{ГВ}}^{\text{вос}}) \pi_{T\text{ок}} + \Delta p_{\phi\text{ГГ}}^{\text{Г ок}} + \Delta p_p + \Delta p_{\text{охл}} + \\ + \Delta p_x + \Delta p_M.$$

Из двух значений давлений подачи каждого компонента выбирается большее.

Далее расчет проводится по п. 3.4.6 — 3.4.9. Параметры газа за турбинами используются для расчета газовых форсунок камеры сгорания.

3.4.25. Определяется соотношение расходов окислительного и восстановительного газов в камере:

для пристеночного слоя

$$v_{\text{пр}} = \frac{K_m^{\text{ок}} + 1}{K_m^{\text{вос}} + 1} \frac{K_{m, \text{пр}} - K_m^{\text{вос}}}{K_m^{\text{ок}} - K_{m, \text{пр}}},$$

для ядра потока

$$v_{\text{я}} = \frac{K_m^{\text{ок}} + 1}{K_m^{\text{вос}} + 1} \frac{K_{m, \text{я}} - K_m^{\text{вос}}}{K_m^{\text{ок}} - K_{m, \text{я}}},$$

3.4.26. Расход окислительного газа через пристеночные форсунки $\dot{m}_{\text{ок}}^{\text{пр}} = \frac{v_{\text{пр}}}{v_{\text{пр}} + 1} \dot{m}_{\text{т пр}}$.

3.4.27. Расход восстановительного газа через пристеночные форсунки $\dot{m}_{\text{вос}}^{\text{пр}} = \dot{m}_{\text{т пр}} - \dot{m}_{\text{ок}}^{\text{пр}}$.

3.4.28. Расход окислительного газа через ядерные форсунки

$$\dot{m}_{\text{ок}}^{\text{я}} = \dot{m}_{\text{ок}} - \dot{m}_{\text{ок}}^{\text{пр}}.$$

3.4.29. Расход восстановительного газа через ядерные форсунки $\dot{m}_{\text{вос}}^{\text{я}} = \dot{m}_{\text{вос}} - \dot{m}_{\text{вос}}^{\text{пр}}$.

Полученные в результате теплового расчета данные расходов окислителя, горючего, генераторного газа, по параметрам системы подачи и геометрическим характеристикам камеры сгорания и сопла необходимы при проектировании системы смесеобразования, охлаждения камеры сгорания, сопла, а также отдельных узлов и агрегатов двигателя.

IV. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА КАМЕРЫ

4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ЕЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ

За объем камеры сгорания $V_{\text{к}}$ примем объем от днища до критического сечения. Ввиду сложности рабочего процесса, происходящего в камере сгорания, еще не создано последовательного теоретического метода расчета необходимого объема $V_{\text{к}}$, обеспечивающего полное сгорание топлива, поэтому для определения его используют эмпирические зависимости.

Наибольшее распространение получила зависимость

$$V_k = \tau_{\Pi} \frac{\bar{m}_T}{\rho_{\text{пс}}}, \quad (4.1)$$

где τ_{Π} — характерное время пребывания продуктов сгорания в камере, зависящее от вида применяемого топлива и качества смесеобразования;

$\rho_{\text{пс}} = p_{\text{св}} / (RT)_{\text{св}}$ — плотность продуктов сгорания (по ядру потока).

Величина τ_{Π} определяется экспериментально и находится в пределах $\tau_{\Pi} = 0,0015 - 0,005$ с (большим \bar{m}_F соответствуют меньшие τ_{Π}).

Для камер сгорания цилиндрической формы относительная площадь $\bar{F}_k = F_k / F_{*}$, в зависимости от относительной расходо-напряженности \bar{m}_F и расходного комплекса β , определяется при проведении термогазодинамических расчетов (значения F_k и $D_k = D_{\text{гол}}$ могут корректироваться в незначительных пределах при проектировании смесеобразования). При известной величине F_k длина цилиндрической части $L_{\text{ц}}$ определяется по ее объему $V_{\text{ц}}$:

$$V_{\text{ц}} = V_k - V_{\text{сж}}, \quad (4.2)$$

где $V_{\text{сж}}$ — объем сужающейся дозвуковой части сопла.

Значение $V_{\text{сж}}$ подсчитывается, исходя из геометрических соотношений по выбранному профилю сужающейся части сопла Лаваля.

Для конической сужающейся части сопла можно принять: углы раствора $\beta = 60 - 90^\circ$ (рис. 4.1), радиус скругления профиля критической области сопла /9/

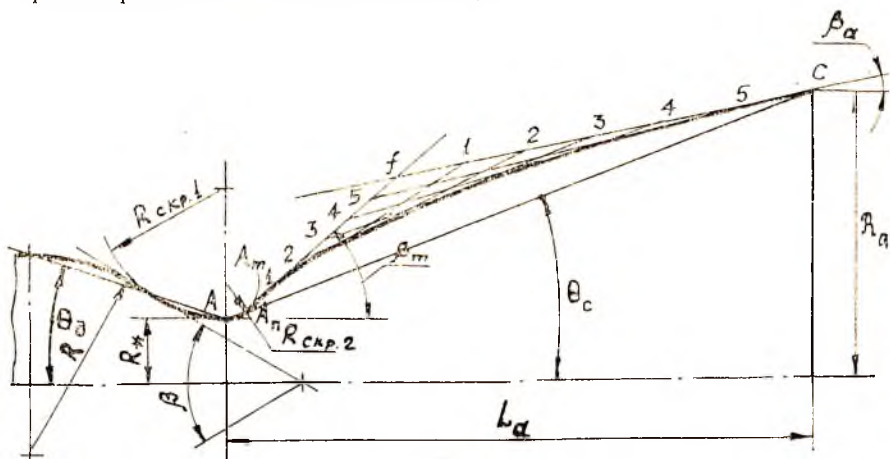


Рис. 4.1. Построение контура сопла

$$R_{\text{скр}} = (0,7-1,0) D_* \quad (4.3)$$

Входной канал сопла целесообразно очерчивать плавно сопряженными кривыми с радиусом R_1 на входе $R_1 = (0,1-1,0)R_k$, ($R_k = 0,5D_k$). При этом радиусы дуг окружностей $R_{\text{скр}}$ и R_1 выбирают исходя из условий сопряжения так, чтобы сопло имело плавные очертания.

У двигателей с тягой более 100—150 кН и при повышенном давлении в камере $p_{\text{св}}$ длина $L_{\text{ц}}$ может быть меньше диаметра цилиндрической части /9/.

Для некоторых существующих двигателей значение $L_{\text{ц}}/D_k$ равно 1,0—2,0.

4.2. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КОНТУРА СВЕРХЗВУКОВОЙ ЧАСТИ СОПЛА

Для построения контура расширяющейся сверхзвуковой части сопла используем приближенный метод, основанный на результатах решения вариационной задачи о нахождении оптимального контура сопла /2/. Безразмерная длина сверхзвуковой части сопла может быть определена с помощью выражения /8/

$$\bar{L}_a / R_* = \bar{L}_0 \{0,32 + 0,68 \exp[-\alpha_L (1-z)^{\bar{n}}]\}, \quad (4.4)$$

где

$$\bar{L}_0 = 3,16 \bar{r}_a^{1,055+0,1n^4}; \quad \alpha_L = 2,73 + 0,9(n-1)^{0,125};$$

$$\bar{n} = 0,7 - 0,03(\bar{F}_a)^{1/4}; \quad \bar{r}_a = \sqrt{\bar{F}_a}.$$

По данным анализа семейства контуров оптимальных сопел построены кривые зависимости угла наклона контура в точке касания β_m к образующей AA_n на входе в закритическую часть и угла наклона контура на срезе β_a от безразмерной длины сопла \bar{L}_a и безразмерного радиуса сопла на срезе $\bar{r}_a = R_a/R_*$ (рис. 4.1, 4.2). Закритическая часть контура на участке A_nC приближенно аппроксимируется параболой. Построение контура по указанной методике можно проводить в следующем порядке.

1. Вычерчиваем контур сопла в области критического сечения по дуге окружности $A-A_n$ (см. рис. 4.1) с радиусом

$$R_{\text{скр}2} = 0,45 R_* \quad (4.5)$$

2. По известным безразмерным значениям длины сопла \bar{L}_a и радиуса сопла \bar{r}_a находим углы на входе β_m и выходе β_a с помощью рис. 4.2.

3. Зная $L_a = \bar{L}_a R_*$, R_a , β_m , β_a , находим точку A_n , проводя под углом β_m касательную к дуге $A-A_n$, и точку C по известным L_a и R_a .

4. Для построения параболы проводим из точки C под углом

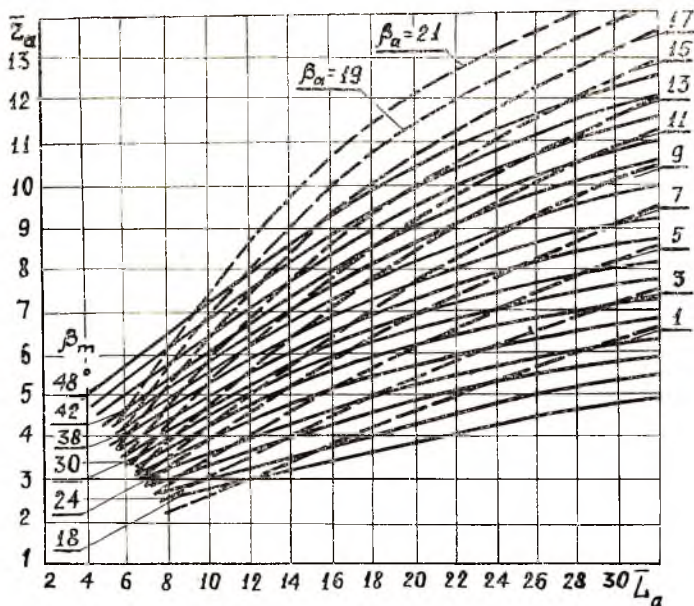


Рис. 4.2. Зависимость $\bar{r}_a = f(\bar{L}_a, \beta_m, \beta_a)$

β_a прямую Cj до пересечения с касательной A_nj . Разбив отрезки A_nj и Cj на 5—7 частей и соединив соответствующие точки 1, 2, 3 и т. д. прямыми, строим огибающую параболу A_nC . Линия AA_nC и будет искомым контуром сверхзвуковой части сопла.

V. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДОГРЕВА РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТРАКТЕ ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕРЫ. ВЛИЯНИЕ НЕАДИАБАТНОСТИ ПРОЦЕССА

5.1. ПОДОГРЕВ РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТРАКТЕ ОХЛАЖДЕНИЯ

При работе двигателя вследствие контакта продуктов сгорания со стенками камеры тепло, отбираемое от продуктов сгорания, обычно передается охлаждающему компоненту топлива и возвращается в камеру (регенеративное охлаждение). Это приводит, с одной стороны, к изменению физических свойств (вязкость, плотность) компонента, а с другой стороны, к изменению значения удельного импульса тяги.

Точное значение подогрева ΔT компонента в тракте охлаждения определяется на основе детального расчета теплообмена в ЖРД /2, 9/. Однако для оценки ΔT можно использовать приближенную методику определения тепловых потоков от продуктов сгорания в стенку камеры /8/.

5.1.1. Количество тепла, отводимого от 1 кг продуктов сгорания на цилиндрическом участке камеры,

$$Q_k = 4,4 \bar{L}_c \bar{F}_k^{0,1} (q_* \beta / p_k),$$

где $\bar{L}_c = L_c / D_k$ — относительная длина камеры сгорания;

q_* — плотность теплового потока в области критического сечения.

Характерные значения q_* для различных топлив приведены в приложении 2.

5.1.2. Количество тепла, отводимого от 1 кг продуктов сгорания на участке сопла,

$$Q_c = 13,2 \frac{q_* \beta}{p_k} \left[\frac{\bar{F}_k^{0,1} - 1}{\sin \Theta_d} + \frac{\bar{F}_a^{0,1} - 1}{\sin \Theta_c} \right],$$

где Θ_d , Θ_c — соответственно эффективные углы наклона дозвуковой и сверхзвуковой части сопла (см. рис. 4.1).

5.1.3. Подогрев компонента в тракте охлаждения при отсутствии фазового перехода жидкости $\Delta T = (Q_k + Q_c) / \Psi \bar{C}$, где \bar{C} — средняя теплоемкость компонента в рассматриваемом диапазоне температур; Ψ — количество компонента в тракте охлаждения, приходящееся на 1 кг продуктов сгорания.

Для случая охлаждения камеры путем расхода всего горючего будем иметь $\Psi = (1 + K_m)^{-1}$.

5.1.4. Температура компонента на выходе из тракта охлаждения при наличии фазового перехода $T = \bar{C}_p^{-1} [(Q_k + Q_c) / \psi - r - \bar{C} (T_{\text{кип}} - T_0)]$,

где T_0 , $T_{\text{кип}}$ — соответственно начальная температура и температура кипения компонента;

r — теплота парообразования.

Данные по \bar{C} , \bar{C}_p , r , $T_{\text{кип}}$ берутся из /10/.

5.2. ВЛИЯНИЕ НЕАДИАБАТНОСТИ ПРОЦЕССА НА I_y

Теплоотвод на участке камеры сгорания при регенеративном охлаждении не влияет на I_y . В то же время теплоотвод на участке сопла приводит к потерям I_y , которые могут быть определены в виде

$$\xi_Q = [(I_s^n)_t]^{-1} \left(\delta I_a + Q_c \frac{T_a}{T_{k*}} \right),$$

где изменение энтальпии на выходе из сопла, обусловленное отводом тепла, определяется по выражению

$$\delta I_a = - \frac{0,66 q_* \beta T_a}{p_k T_{co}} \left(\frac{\ln F^2 \kappa - \ln \frac{2}{n+1}}{\sin \theta_d} + \frac{n+1}{n-1} \frac{F_a^{n-0,9} - 1}{\sin \theta_c} \right).$$

По найденному значению потерь ξ_Q находим коэффициент φ_Q в виде $\varphi_Q = 1 - \xi_Q$. При этом следует учитывать, что $\xi_Q < 0$, а $\varphi_Q > 1$.

VI. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

6.1. ОБЩИЙ ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ

При проектировании и расчете системы смесеобразования камеры ЖРД целесообразно придерживаться следующего общего порядка /9/.

1. Выбрать форму и тип форсуночной головки камеры и наметить предварительно ее конструктивную схему.

2. Выяснить, какие устройства, кроме форсунок, нужно расположить на головке камеры, чтобы предусмотреть для них места установки.

3. Выбрать тип форсунок, шаг между ними и схему расположения их на головке камеры.

4. Вычертить на миллистровой бумаге в масштабе 1:1 схему расположения форсунок (можно половину, 1/3 или 1/6 часть) на головке камеры данного диаметра $D_k = D_{гол}$ и, очерчивая вокруг оси каждой форсунки ее примерный габаритный диаметр D_f , определить количество форсунок горючего n_r , окислителя n_o , генераторного газа $n_{гг}$.

5. Определить массовые расходы компонентов через ядерные форсунки $\dot{m}_{офя}$, $\dot{m}_{гфя}$, $\dot{m}_{ггф}^a$ в зависимости от их количества $n_{ов}$, $n_{гг}$ и $n_{гг}^a$ и общего расхода компонентов или генераторного газа через них.

Если тип головки не предусматривает установку ядерных и пристеночных форсунок, то определяются расходы двух типовых форсунок «О» и «Г» (по линии окислителя и горючего).

6. Вычертить в масштабе 10:1 поперечные и продольные разрезы двух ядерных форсунок «О» и «Г» (или генераторного газа), ориентируясь при назначении проходных сечений и дру-

их размеров на существующие нормы и рекомендации по их проектированию (или на существующие прототипы).

7. Определить путем упрощенного расчета для вычерченных форсунок и данных m_{ϕ} потребный перепад давления Δp_{ϕ} . Если он окажется меньше или больше обычно рекомендуемого диапазона величины Δp_{ϕ} , то необходимо соответственно изменить проходные сечения ядерных форсунок. Если, при условии невыхода за пределы рекомендованных норм, это окажется невозможным, то необходимо изменить тип форсунок или схему их расположения на головке (а следовательно, и их число).

8. После корректировки схемы, расположения, типа и геометрических размеров основных ядерных форсунок провести более точный поверочный гидравлический расчет форсунок как ядерных, так и пристеночных. При этом особое внимание следует уделить сохранению выбранного оптимального соотношения компонентов топлива для каждого характерного смесительного элемента головки.

9. Определить объем камеры сгорания и ее основные геометрические размеры.

10. Провести построение оптимального контура сопла и вычертить внутренний контур камеры на миллиметровке.

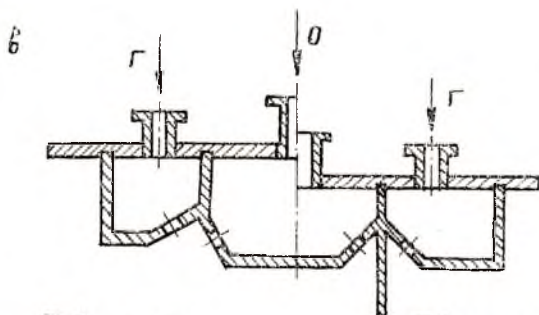
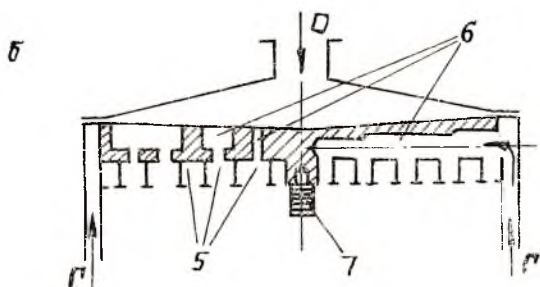
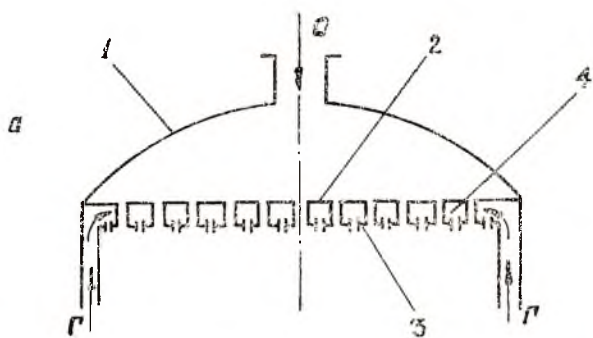
6.2. ВЫБОР ТИПА ФОРСУНОЧНОЙ ГОЛОВКИ И СХЕМЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ ФОРСУНОК

При выборе типа форсуночной головки и вида форсунок можно руководствоваться теоретическими положениями и конкретными рекомендациями, приведенными в лекциях, а также в гл. III учебника М. В. Добровольского /2/, в гл. XIII учебника Т. М. Мелькумова и др. /4/, в гл. VII и VIII учебника М. И. Шевелюка /9/ и в гл. VIII учебника В. М. Кудрявцева и др. /5/. В настоящем пособии даны лишь некоторые упрощенные методические рекомендации по выполнению курсовой или дипломной работы.

Конкретный выбор типа форсуночной головки и схемы расположения форсунок в основном зависит от размерности двигателя, его абсолютных и удельных параметров, от традиции той или иной проектирующей организации, от накопленного разработчиками опыта создания двигателя-прототипа.

При выполнении проектных расчетов выбор головки и схемы расположения форсунок должен быть согласован с консультантом курсового или дипломного проектирования.

Принципиально различными по конструкции являются головки двигателей, работающих без дожигания и с дожиганием генераторного газа. В первом случае по агрегатному состоянию



I вариант

II вариант

Рис. 6.1. Схемы жидкофазных головок ЖРД: а — плоская головка с двойным дном; б — плоская головка со сверлениями; в — плоская головка с пересекающимися струями «О» и «Г», 1 — верхнее днище; 2 — среднее днище; 3 — полость охладителя; 4 — нижнее днище; 5 — кольцевые коллекторы; 6 — сверления; 7 — запальник

топлива головки являются жидкофазными, во втором — жидкогазофазными или газофазными.

Несколько типичных конструктивных схем жидкофазных головок представлено на рис. 6.1 /2/. На жидкофазных головках используются форсунки центробежного типа (рис. 6.2),

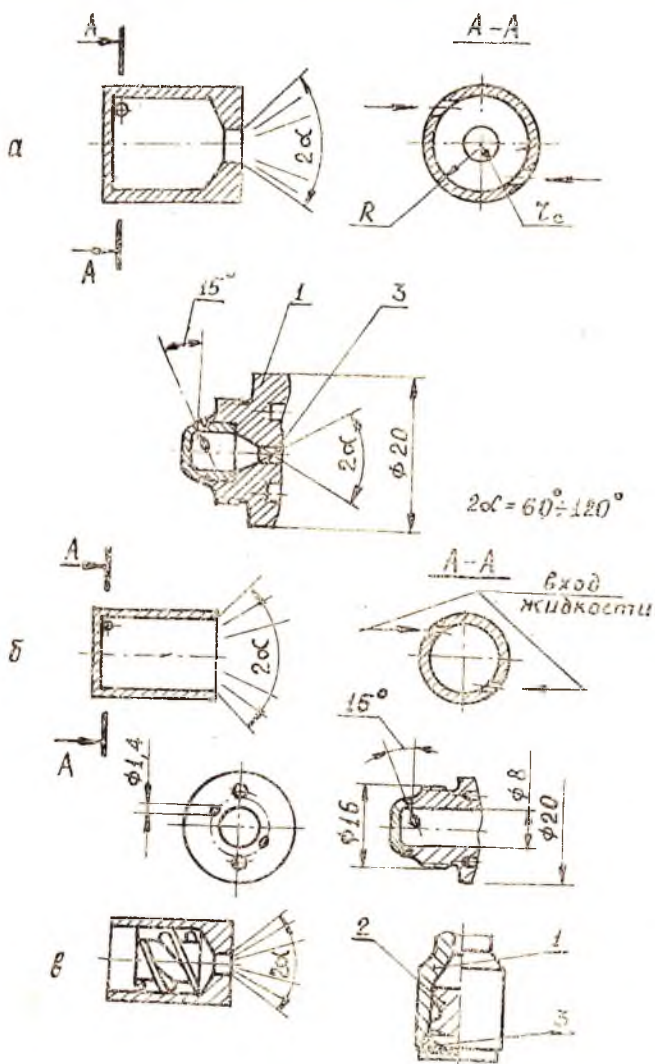


Рис. 6.2. Схемы и примеры выполнения центробежных форсунок: а — тангенциальная закрытая; б — тангенциальная открытая; в — со шнековым завихрителем; 1 — корпус; 2 — шнек; 3 — сопло

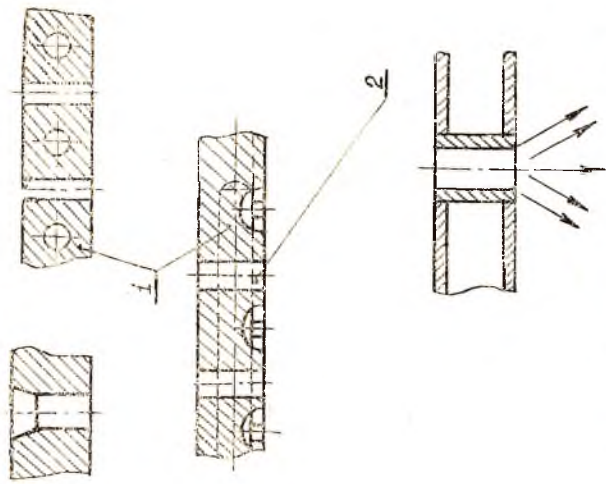


Рис. 6.4. Схемы выполнения струйных форсунок: 1 — сверления для подвода компрессора; 2 — сверления для подвода воздуха.

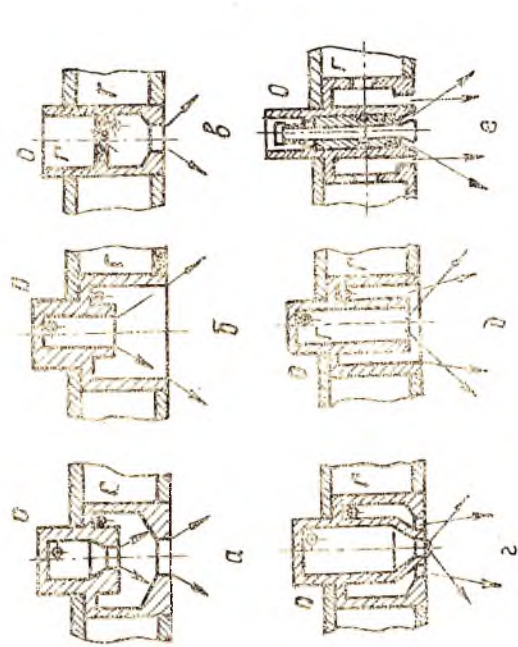


Рис. 6.3. Схемы двухкомпонентных форсунок: а, б, в — с внутренним смешением (закрытого и открытого типа); г, д, е — с внешним смешением.

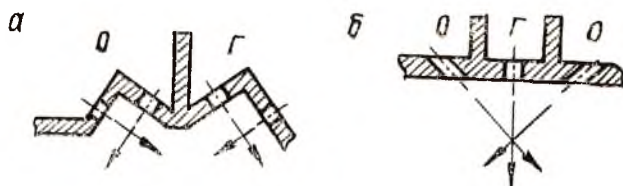


Рис. 6.5. Схемы форсунок с пересекающимися струями

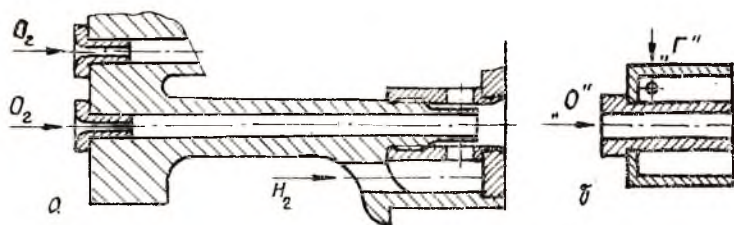


Рис. 6.6. Примеры выполнения двухкомпонентных соосных форсунок

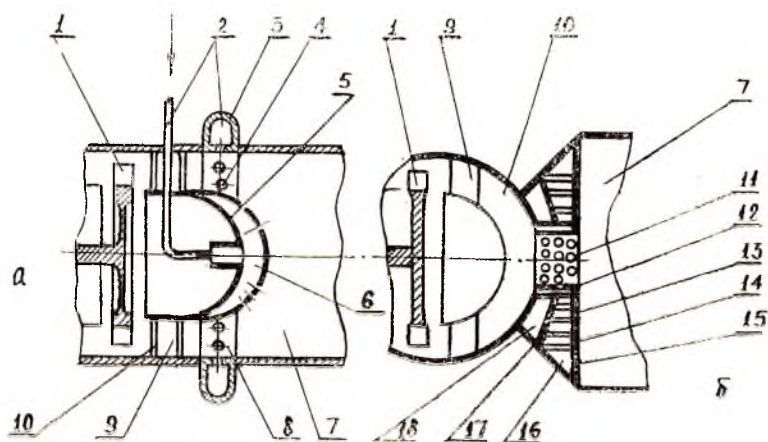


Рис. 6.7. Жидкогазофазные головки с открытой газовой полостью: а — с кольцевым подводом газа; б — с центральным подводом; 1 — турбина ТНА; 2 — подвод жидкого компонента; 3 — кольцо головки; 4, 5, 12, 13, 14 — форсунки; 6 — двухстенное днище; 7 — камера сгорания; 8 — газовая полость; 9 — спрямляющая решетка; 10 — кольцевой канал; 11 — цилиндрический смеситель; 15 — внутренняя стенка; 16, 18 — полости жидких компонентов; 17 — средняя стенка

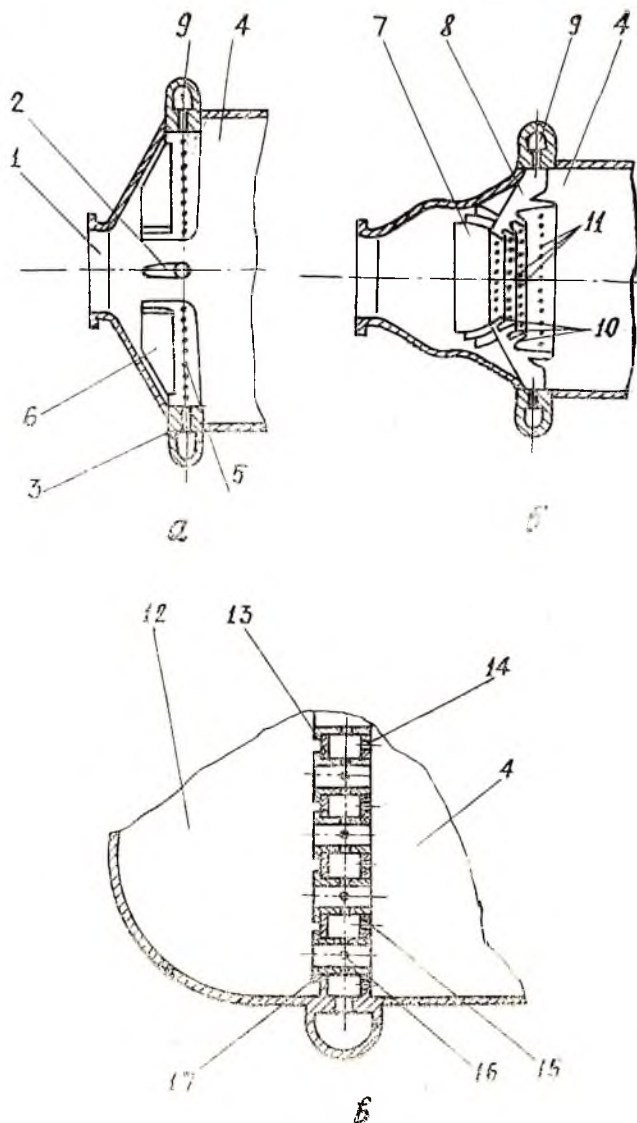


Рис. 6.8. Жидкогазофазные головки со смесителями: а—радиальные; б—решетчатые; в—в виде перфорированного дна; 1—подвод газа от турбины ТНА; 2—ребра; 3—кольцо головки; 4—камера сгорания; 5—форсунки радиальных смесителей; 6—радиальные смесители; 7—кольцевые ребра; 8—радиальные стойки; 9—коллектор жидкого компонента; 10—кольца решетчатого смесителя; 11—форсунки на кольцах смесителя; 12—газовая полость головки; 13—внутреннее дно; 14—форсунки в стенке дна; 15—наружное дно; 16—форсунки смесителя; 17—цилиндрические смесители

двухкомпонентные форсунки (рис. 6.3), струйные форсунки (рис. 6.4), с пересекающимися струями (рис. 6.5), двухкомпонентные соосные форсунки (рис. 6.6).

Возможные конструктивные схемы жидкофазных головок приведены на рис. 6.7, 6.8, 6.9 и 6.10. На рис. 6.7 представлены

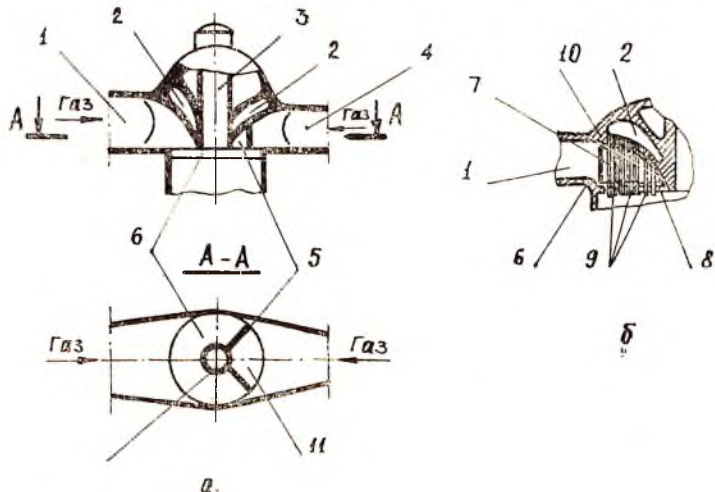


Рис. 6.9. Жидкогазофазные головки с двумя газовыми полостями: а — без срывающей решетки; б — с решеткой, образованной кожухами гребенок; 1, 4 — газоводы; 2 — жидкостная полость; 3 — окна для воспламенителя; 5 — разделяющая перегородка; 6, 11 — форсуночное днище; 7 — кожухи гребенок форсунок; 9 — удлиненные форсунки; 10 — задняя стенка жидкостной полости

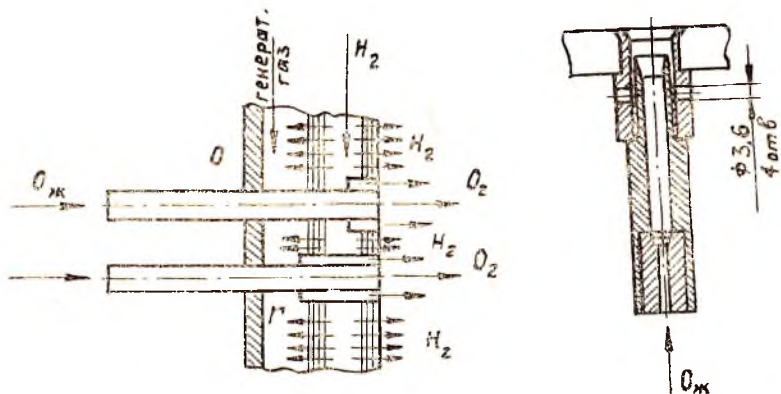


Рис. 6.10. Схема и пример выполнения двухкомпонентной соосной форсунки двигателя замкнутой схемы КАМП

две простейшие схемы организации смешения газообразного компонента с жидким. Газ выходит из турбины ТНА непосредственно в камеру сгорания, а жидкий компонент впрыскивается в газовый поток через отверстия в стенках полостей, заполненных жидкостями. Изображенные на рис. 6.7 две различные жидкостные полости по линиям «О» и «Г» соответствуют схеме двигателя, в которой один из компонентов газифицируется частично.

На рис. 6.8 изображены три схемы, аналогичные по принципу смешения, но отличающиеся тем, что газообразный компонент до входа в камеру сгорания распределяется равномерно по всему сечению камеры, после чего осуществляется впрыск жидкого компонента через отверстия смесителя той или иной формы. По сравнению со схемами, приведенными на рис. 6.7, преимущество этих схем заключается в более равномерном распределении по сечению камеры как газообразного, так и жидкого компонента. В схеме смесительного устройства, представленного на рис. 6.8,з, за счет увеличения гидравлического сопротивления по газовой линии достигается улучшение устойчивости рабочего процесса по отношению к продольным колебаниям газа. Но и при таком выполнении смесителей не отпадает необходимость в постановке между газовой полостью головки и форсуночным днищем спрямляющей решетки.

Недостатком схемы смесительного устройства (рис. 6.8,а) с радиальным расположением смесителей является трудность обеспечения равномерной расходонапряженности по всему сечению головки, особенно в периферийной ее части.

В решетчатом типе смесителя, схема которого представлена на рис. 6.8,б, этот недостаток устранен. В этом смесителе радиальные стойки 8 раздают жидкий компонент по кольцам 10. И радиальные стойки, и кольца имеют в передней части ребра, образующие спрямляющую решетку, а на задней части — струйные форсунки. Подбором соответствующего расположения радиальных стоек, колец и форсунок на них можно обеспечить требуемое распределение топлива по поперечному сечению камеры сгорания.

Смеситель, изображенный на рис. 6.8,в, представляет собой перфорированное двухстенное днище 13 и 15, в наружных и внутренних отверстиях которого смонтированы цилиндрические смесительные элементы — втулки 17. По этим втулкам газ из газовой полости головки 12 проходит в камеру сгорания 4. В корпусе втулок располагаются в один или несколько рядов струйные форсунки 16, впрыскивающие жидкий компонент в радиальном или тангенциальном направлении относительно оси втулки 17. Цилиндрические смесительные элементы могут располагаться на днище равномерно — по концентрическим окруж-

ностям или в шахматном порядке. Возможна установка дополнительных струйных или центробежных форсунок 14 на внутренней стенке днища.

На рис. 6.9 приведена схема головки двигателя, имеющего два ТНА и два газогенератора, поэтому газовые полости в головке отгорожены одна от другой перегородкой 5. Размер газовых полостей и соответствующих им зон в форсуночном днище зависит от соотношения расходов между обоими газовыми компонентами.

Весьма компактными могут быть головки с закрытой газовой полостью, имеющие массивные днища с радиальными прорезями для газа и с трубчатыми форсунками для жидкого компонента 8.

Для предотвращения неустойчивой работы двигателя форсуночные головки могут снабжаться антипульсационными перегородками. В этих случаях в схеме расположения форсунок на головке необходимо учитывать наличие перегородок, например, путем установки дополнительных форсунок горючего, образующих топливную завесу на перегородках. Перегородки могут быть образованы и отдельными «гребенками» форсунок — трубок, выступающих над поверхностью смесительной головки на 50 мм и более. В качестве форсунок для газообразного компонента могут использоваться как центробежные, так и струйные форсунки (чаще применяют струйные) 14/.

Пример выполнения двухкомпонентной соосной струйной форсунки двигателя с дожиганием генераторного газа (SSME, США) приведен на рис. 6.10. В этой форсунке жидкий кислород подается по центральному соосному каналу, а газообразный водород проходит сначала через радиальные отверстия, а затем попадает в кольцевую соосную щель. Небольшая часть газообразного водорода проходит через среднее и огневое пористые днища, охлаждая их.

Газофазные форсуночные головки камер ЖРД с дожиганием полностью газифицированных обоих компонентов топлива (по схеме «газ+газ» с двумя газогенераторами) пока не нашли широкого применения. Общие принципы их конструирования в основном совпадают с принципами создания газожидкофазных головок, в частности, по компоновке камеры и ТНА, по конструкции газодоводов, газовых полостей головки и системы ее охлаждения. Основные отличия связаны с конструкцией ее смесительных элементов. Возможно применение смесительных элементов радиального типа, решетчатых или цилиндрических, подобных приведенным на рис. 6.8 и 6.9.

Рассмотрим основные схемы размещения форсунок.

В двигателях работающих на однокомпонентных форсунках, для обеспечения хорошего смесобразования необходимо рав-

номерное чередование форсунок «Г» и «О». Поэтому можно выделить следующие основные схемы расположения форсунок «Г» и «О» на головке двигателя: шахматное, сотовое и концентрическое.

Двухкомпонентные форсунки могут быть размещены по любой схеме, однако чаще применяется концентрическое расположение. Для предотвращения возникновения колебаний давления газа в камере сгорания как одно-, так и двухкомпонентные форсунки иногда размещают в порядке, представляющем комбинацию указанных основных схем. Иногда с этой целью чередуют форсунки с различными расходами и углами распыла на одной и той же головке /2/.

Устанавливаемые для защиты стенок камеры сгорания пристеночные форсунки создают более низкую, чем в ядре потока, температуру пристеночного газа путем переобогащения его обычно горючим. Для этого на головке либо устанавливается специальный концентричный пояс форсунок с избытком горючего, либо крайние форсунки окислителя заменяются форсунками горючего. При этом периферийные форсунки горючего обычно делаются более дальнобойными и с меньшим расходом, чем основные. Шаг между периферийными форсунками и их местоположение подбираются так, чтобы обеспечить равномерную толщину пристеночного слоя по периметру камеры. Местное увеличение толщины пристеночного слоя приводит к увеличению потерь тяги, не улучшая защиты стенок. В то же время не следует допускать и чрезмерного утончения защитного пристеночного слоя или пробоя его струями окислителя.

При шахматном и сотовом расположении форсунок в ядре головки приходится выполнять специальные переходные зоны между ядерными форсунками и пристеночными, располагаемыми обычно по концентричному поясу непосредственно около стенки. В качестве возможных примеров на рис. 6.11 приведены три характерных схемы расположения однокомпонентных форсунок.

При предварительном выборе количества и габаритных размеров форсунок руководствуются следующими рекомендациями.

Наименьшее расстояние между осями центробежных форсунок в головке определяется диаметральной габаритом самой форсунки D_f , а также необходимостью сохранения прочности головки, ослабляемой сверлением под форсунки, и находится в пределах /2/:

$$H = 12-30 \text{ мм.} \quad (6.1)$$

На таких же расстояниях размещаются и струйные форсунки.

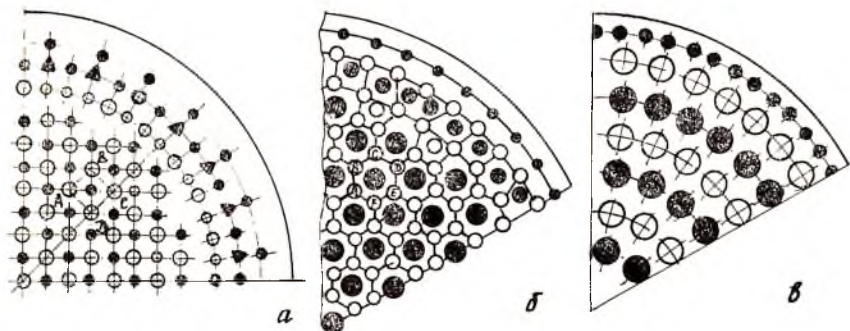


Рис. 6.11. Схемы расположения однокомпонентных форсунок на головке: *а* — шахматное; *б* — сотовое; *в* — концентрическое; ○ — форсунка «О»; ● — форсунка «Г»; ▲ — форсунка «О» меньшего расхода

Чем большее число форсунок устанавливается на головку камеры, тем качественнее распыл компонентов топлива, поэтому в двигателях средней и большой тяги число форсунок достигает нескольких сотен [9].

В расчетах первого приближения можно считать, что шаг между центробежными форсунками H (мм) связан с диаметром плоской головки камеры сгорания $D_{\text{гол}}$ (мм) соотношением

$$H = \sqrt{D_{\text{гол}}} . \quad (6.2)$$

(Для цилиндрической камеры сгорания $D_{\text{гол}}$ равен диаметру камеры сгорания D_k).

Практически число форсунок ограничивается по конструктивным и другим соображениям, в частности, из-за необходимости иметь не слишком малые проходные сечения тангенциального канала в каждой форсунке $d_{\text{ф min}} \geq 0,5$ мм. При малых проходных сечениях форсунка может легко засориться механическими примесями, попавшими случайно в распыливаемую жидкость, или твердыми частицами, образовавшимися в ней вследствие ее физической и химической нестабильности.

Размеры тангенциальных, а также радиальных каналов форсунок [4] обычно находятся в пределах

$$d_{\text{ф}} = 0,5—2,5 \text{ мм} . \quad (6.3)$$

В существующих азотнокислотных двигателях на 10 кН тяги приходится около 20—30 форсунок.

На плоской головке камеры значительных размеров [5] однокомпонентные центробежные форсунки при шаге между ними $H = 15—20$ мм имеют отношение $(D_{\text{ф}}/H) \leq 0,75$, из которого определяется внешний диаметр форсунки $D_{\text{ф}}$. Форсунки очень

малых размеров не применяются из-за технологических трудностей.

Точное количество всех форсунок n , которые можно разместить на данной головке камеры сгорания $D_{гоя}$, определяют при прочерчивании и геометрических расчетах принятой схемы расположения форсунок и расстояния между их осями H , выбранного в соответствии с рекомендациями /2/ и /1/. Вычерчивать схему удобнее на миллиметровой бумаге, как это было указано выше.

Минимальное расстояние между форсунками определяется из соотношения

$$\Delta_{\phi} = H - D_{ср} . \quad (6.5)$$

Так, если принять $H = 12$ мм и $(D_{\phi}/H) = 0,75$, то D_{ϕ} будет равна $0,75 \cdot 12 = 9$ мм, а минимальное расстояние между форсунками $\Delta_{\phi} = 3$ мм.

Минимальное расстояние между крайними пристеночными форсунками и стенкой камеры сгорания $\Delta_{пр}$ также можно принять равным величине Δ_{ϕ} : $\Delta_{пр} = \Delta_{\phi}$. (Следует отметить, что из условий прочности днища необходимо иметь $\Delta_{\phi} \geq 3$ мм).

При концентричном расположении форсунок и при условии примерно одинакового шага между форсунками в окружном и радиальном направлении $H_{\phi} = H_R$ число форсунок n на головке можно определить без прочерчивания из следующей таблицы:

Номер окружности	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число форсунок в одном ряду	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60
Суммарное число форсунок	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331

При этом подразумевается, что в центре головки также размещена форсунка (рис. 6.11,в).

Зная в первом приближении число форсунок в ядре головки $n_{я}$ массовые расходы горючего $\dot{m}_{гя}$ и окислителя $\dot{m}_{оя}$ в ядро головки, можно определить расходы этих компонентов через одну форсунку «О» и «Г»:

$$\dot{m}_{офя} = \dot{m}_{оя} / n_{оя} \quad \text{и} \quad \dot{m}_{гфя} = \dot{m}_{гя} / n_{гя} . \quad (6.6)$$

Обычно расходы компонентов через однокомпонентную форсунку находятся в пределах $\dot{m}_{\phi} = 30 - 300$ г/с, а для периферийных форсунок они могут быть и меньше.

По данным /2/ расходы компонентов через двухкомпонентную форсунку могут достигать значений $\dot{m}_{\phi} = 2,5 - 3$ кг/с.

Приведенные минимальные значения расходов получаются как следствие применения существующих рекомендаций на минимально возможные проходные сечения форсунок и минимально возможные перепады давлений в форсунках:

$$\Delta p_{\text{ф min}} = 3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Обычный диапазон перепадов давлений в форсунках составляет [2] около

$$\Delta p_{\text{ф}} = (3-15) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2. \quad (6.7)$$

Для того, чтобы завершить предварительный выбор схемы расположения форсунок, необходимо произвести еще и упрощенный гидравлический расчет ядерных форсунок «Г» и «О» с целью выяснения вопроса: удастся ли сконструировать ядерную форсунку по соответствующим нормам, не выходя за рекомендованный диапазон перепада давлений (6.7).

Упрощенный гидравлический расчет ядерной центробежной форсунки [2], [9] целесообразно производить в следующем порядке (рис. 6.12).

1. Определяют диаметр камеры закручивания форсунки по размеру $D_{\text{ф}}$, известному из уравнений (6.1), (6.2) и (6.4):

$$D_{\text{кз}} = D_{\text{ф}} - 3 \text{ мм}. \quad (6.8)$$

2. Задаются числом входных тангенциальных отверстий в пределах [1] $i = 2 - 6$. (В общем случае i может быть больше шести и располагаться на нескольких уровнях).

3. Зная величины $D_{\text{ф}}$, $D_{\text{кз}}$, а также диаметр входного тангенциального отверстия $d_{\text{вх}} = d_{\text{ф}}$ (по рекомендациям [4]) вычерчивают поперечный разрез форсунки в масштабе 10:1. Число тангенциальных отверстий i и их размер $d_{\text{вх}}$ необходимо уя-

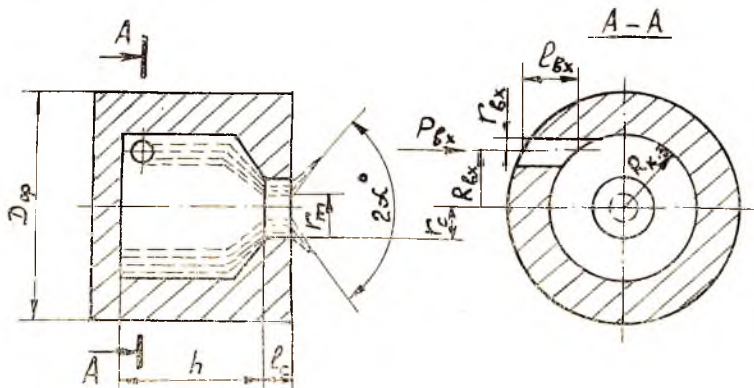


Рис. 6.12. Основные геометрические размеры однокомпонентной центробежной форсунки

зать между собой таким образом, чтобы не было перекрытия соседних тангенциальных отверстий.

4. Замеряют на чертеже длину входного тангенциального отверстия $l_{вх}$ (рис. 6.12) и определяют отношение $l_{вх}/d_{вх}$. Это отношение должно быть в пределах $l_{вх}/d_{вх} = 1,5 - 3,0$.

Если полученное значение $l_{вх}/d_{вх}$ выходит за указанный предел, необходимо скорректировать соответствующим образом $D_{кз}$.

5. Определяют радиус, на котором расположена ось входного тангенциального отверстия:

$$R_{вх} = R_{кз} - r_{вх} . \quad (6.9)$$

6. Определяют значение выходного диаметра сопла форсунки d_c . Для форсунки открытого типа $d_c = D_{кз}$; для форсунки закрытого типа $d_c < D_{кз}$. Чтобы улучшить качество распыла жидкости, рекомендуется выполнять форсунку закрытого типа, но иногда это неприемлемо по технологическим соображениям. В этом случае применяют форсунку открытого типа.

В общем случае $R_{вх}/r_c$ должно быть в пределах 1...25.

7. Вычерчивают продольный разрез форсунки в масштабе 10:1. Недостающие размеры определяют из соотношений: $l_c = (0,25 - 1,0) d_c$; $h \geq R_{вх}$.

8. Для выбранных таким образом размеров «О» и «Г» рассчитывают значения их геометрических характеристик:

$$A = R_{вх} r_c / i r_{вх}^2 . \quad (6.10)$$

9. По графику, представленному на рис. 6.13 [6], в зависимости от значений A определяют соответствующие значения коэффициента расхода μ и угла распыла 2α для ядерной форсунки «О» и «Г».

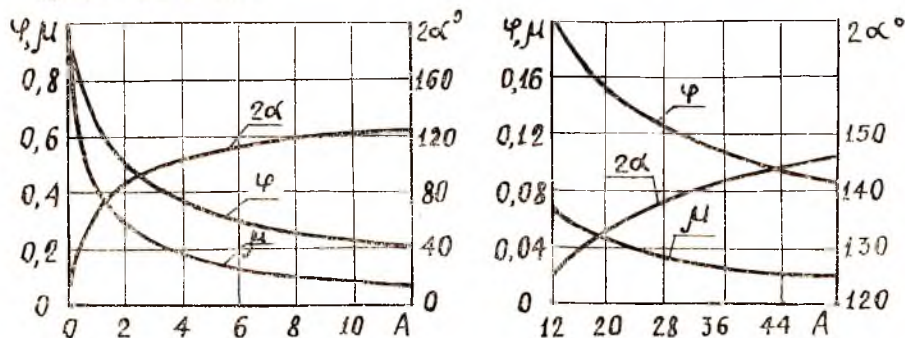


Рис. 6.13. Изменение μ , φ , 2α в зависимости от A

10. Зная из соотношения (6.6) расходы горючего и окислителя, определяют потребный перепад давлений на форсунках «О» и «Г» (по уравнению расхода):

$$\Delta p_{\phi} = \dot{m}_{\phi \text{ я}}^2 / 2 \mu^2 F_c^2 \rho, \quad (6.11)$$

где μ берется по п. 9, величина $F_c = 0,25 \pi d_c^2$,

ρ — плотность компонента перед форсункой.

При определении Δp_{ϕ} необходимо выполнить условия:

$$\Delta p_{\phi \text{ оя}} = \Delta p_{\phi \text{ опр}}; \quad \Delta p_{\phi \text{ гя}} = \Delta p_{\phi \text{ гпр}}.$$

Если полученные значения Δp_{ϕ} выходят за пределы рекомендованного диапазона (6.7), то геометрические размеры форсунок, назначенные в первом приближении, необходимо изменить в соответствующем направлении, в основном, путем изменения величин $r_{\text{вх}}$, i . Если этого недостаточно (невозможно сделать без нарушения приведенных в пособии рекомендаций) то необходимо пересмотреть схему расположения форсунок, их число, а может быть, придется изменить и тип форсуночной головки.

В качестве дополнительного критерия оценки правильности назначенной геометрии головки и форсунок, кроме диапазона рекомендуемых величин Δp_{ϕ} , могут применяться и другие параметры форсунок. Например, угол распыла компонентов α^0 , в зависимости от условий работы, выбирают в пределах $2\alpha^0 = 30-120^\circ$. Значение угла $2\alpha^0$ определяется по рис. 6.13.

Указанный порядок расчета приемлем и для проведения упрощенного гидравлического расчета двухкомпонентных центробежных форсунок с внешним и внутренним (эмульсионным) смешением при предварительном выборе их типа и схемы расположения. При этом внешний и внутренний контур форсунок рассчитывается независимо друг от друга.

При назначении наружного диаметра внутреннего контура форсунки D_{ϕ}^{II} можно в 1-м приближении использовать соотношение

$$D_{\phi}^{\text{II}} \leq D_{\text{кз}}^{\text{I}} - 2 d_{\text{вх}}^{\text{I}}, \quad (6.12)$$

где $D_{\text{кз}}^{\text{I}}$ и $d_{\text{вх}}^{\text{I}}$ — диаметры камеры закручивания и входного тангенциального отверстия 1-го (наружного) контура форсунки (см. рис. 6.12 и 6.13). Кроме того, для D_{ϕ}^{II} должно выполняться соотношение

$$D_{\phi}^{\text{II}} < d_c^{\text{I}} \sqrt{1 - \varphi^{\text{I}}},$$

где φ^{I} — коэффициент живого сечения форсунки первого контура, определяемый с помощью рис. 6.13.

Аналогичным образом следует обеспечить зазор в выходном сечении сопла форсунки между внутренним диаметром сопла

1-го контура d_c^I и наружным диаметром сопла
2-го контура d_n^{II} :

$$d_n^{II} \leq d_c^I - 2 d_{вх}^I. \quad (6.13)$$

В случае выполнения 1-го и 2-го контура открытого типа (рис. 6.3,д) соотношение (6.13) совпадает по своему геометрическому смыслу с соотношением (6.12). Соотношение углов конуса распыла α^I / α^{II} корректируется в последующем.

Упрощенный гидравлический расчет струйных жидкостных форсунок можно проводить в следующем порядке:

1. В зависимости от общих размеров камеры двигателя назначают диаметры выходных отверстий струйных форсунок (сопла) в пределах $d_\phi = 0,8-2,5$ мм, затем по конструктивным и геометрическим соображениям определяют общее количество форсунок на головке n в зависимости от схемы их расположения.

2. Рассчитывают суммарную площадь форсуночных отверстий горючего и окислителя:

$$F_\Sigma = n \frac{\pi d_\phi^2}{4}. \quad (6.14)$$

3. Рассчитывают по уравнению расхода жидкости через отверстие потребный перепад давлений Δp_ϕ на форсунках «О» и «Г»:

$$\Delta p_{\phi i} = m_i^2 / 2 \mu^2 F_\Sigma^2 \rho. \quad (6.15)$$

Здесь μ — коэффициент расхода при закругленной входной кромке и безотрывном течении:

$\mu = 0,7 - 0,75$	при	$l_\phi / d_\phi = 1,0 - 2,0;$
$\mu = 0,75 - 0,85$	при	$l_\phi / d_\phi = 2 - 3;$
$\mu = 0,6 - 0,65$	при	$l_\phi / d_\phi = 0,5 - 0,8.$

4. Если полученное значение Δp_ϕ выходит за рекомендованный диапазон (6.7), то необходимо изменить взятые в первом приближении n , d_ϕ схему расположения форсунок или габаритный диаметр головки $D_{гол}$. При определении $\Delta p_{\phi i}$ необходимо выполнить условия равенства перепадов давления:

$$\Delta p_{\phi оя} = \Delta p_{\phi о пр}; \quad \Delta p_{\phi г я} = \Delta p_{\phi г пр}.$$

Упрощенный гидравлический расчет струйных газовых форсунок (для схем с дожиганием) следует проводить по формуле

$$F_\phi = \dot{m}_{\phi гр} / \sqrt{2 \rho_{вх} (p_1 / p_{вх})^{1/n}} \sqrt{2 \frac{n}{n-1} R_{гр} T_{вх} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{вх}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}, \quad (6.16)$$

из которой определяются необходимые проходные сечения газовых каналов по заданному значению расхода $\dot{m}_{\phi гр}$.

Здесь μ определяется с помощью зависимостей μ (Re) /6/, приведенных в приложении 3. Число Re находится по выражению $Re = 4 Q / \pi d_{\phi} \nu$, где Q — объемный расход (по входу в форсунку); ν — кинематическая вязкость. Значение ν определяется с помощью /8/. С достаточной степенью точности μ может быть найдено с помощью уравнения /6/

$$\mu = \left(1,23 + \frac{58 l_{\phi}}{Re d_{\phi}} \mu \right)^{-1},$$

которое сводится к квадратному уравнению относительно μ .

Значения остальных параметров, входящих в уравнение (6.16), определяются следующим образом.

Давление на входе в форсунки

$$p_{вх} = p_{выхг} - \Delta p_{гв}, \quad (6.17)$$

где $\Delta p_{гв}$ — сопротивление газоведа, которое находится по рекомендациям п. 3.4.6.

Величина плотности $\rho_{вх}$ подсчитывается по уравнению состояния газа:

$$\rho_{вх} = p_{вх} / R_{гг} T_{вх}. \quad (6.18)$$

6.3. ПОВЕРОЧНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ФОРСУНОК

Проверка расходов компонентов через форсунки

Пусть в общем случае выбранная схема расположения форсунок имеет две зоны: ядерную и пристеночную. Из этой схемы известно (после проведенной корректировки при выборе параметров головки в п. 6.2) количество форсунок в ядре $n_{гя}$, $n_{гя}$, $n_{гя}$; а также в пристенке: $n_{опр}$, $n_{гпр}$; $n_{вос}^я$, $n_{вос}^{пр}$, $n_{ок}^я$, $n_{ок}^{пр}$.

Зная значения расходов горючего, окислителя и генераторного газа в ядре и пристенке, определяют расходы через одну форсунку:

горючего

$$\dot{m}_{г\phi я} = \dot{m}_{гя} / n_{гя}; \quad (6.19)$$

$$\dot{m}_{г\phi пр} = \dot{m}_{гпр} / n_{гпр};$$

$$\text{окислителя} \quad \dot{m}_{о\phi я} = \dot{m}_{оя} / n_{оя}; \quad \dot{m}_{о\phi пр} = \dot{m}_{опр} / n_{опр}. \quad (6.20)$$

восстановительного генераторного газа

$$\dot{m}_{\phi\text{вос}}^я = \dot{m}_{вос}^я / n_{вос}^я; \quad \dot{m}_{\phi\text{вос}}^{пр} = \dot{m}_{вос}^{пр} / n_{вос}^{пр}; \quad (6.21)$$

окислительного генераторного газа

$$\dot{m}_{\phi\text{ок}}^я = \dot{m}_{ок}^я / n_{ок}^я; \quad \dot{m}_{\phi\text{ок}}^{пр} = \dot{m}_{ок}^{пр} / n_{ок}^{пр}. \quad (6.22)$$

Проверка соответствия соотношения компонентов топлива в элементарных смесительных элементах форсуночной головки $K_{m_{эд}}$ величине $K_{m_{гол}}$

В зависимости от типа головки в ней можно выделить те или иные характерные смесительные элементы (зоны, для которых необходимо проверить степень соответствия $K_{m_{эд}}$ выбранным значениям $K_{m_{гол}} = K_{m_{я}}$ и $K_{m_{пр}}$. При шахматном и сотовом расположении центробежных форсунок такие характерные зоны указаны: на рис. 6.11,а — зона ABCD, на рис. 6.11,б — зона ABCDE. В этих зонах одна форсунка «Г» окружена соответственно четырьмя и шестью форсунками окислителя. Из рис. 6.11,а видно, что полный расход топлива, приходящийся на площадь ABCD, складывается из полного расхода форсунки «Г» и четвертой части расхода каждой форсунки «О», т. е. на полный расход форсунки «Г» приходится полный расход форсунки «О». Из рис. 6.11,б для сотового расположения видно, что на площадь зоны ABCDE приходится полный расход форсунки «Г» и треть расхода каждой форсунки «О», т. е. на полный расход форсунки «Г» приходится полный расход двух форсунок «О». Поэтому при шахматном расположении должно соблюдаться отношение

$$\dot{m}_{о_{фя}} / \dot{m}_{г_{фя}} = K_{m_{я}}, \quad (6.23)$$

а при сотовом расположении —

$$\dot{m}_{о_{фя}} / \dot{m}_{г_{фя}} = K_{m_{я}} / 2. \quad (6.24)$$

Элементарным смесительным элементом в головке с двухкомпонентными форсунками является непосредственно сама форсунка. Ее параметры должны быть подобраны таким образом, чтобы соотношение компонентов топлива, вытекающего из каждого контура форсунки (ядерной), равнялось $K_{m_{я}}$, т. е.

$$\dot{m}_{контур\ о} / \dot{m}_{контур\ г} = K_{m_{я}}. \quad (6.25)$$

Сложной задачей является конструирование переходного участка между пристеночными и ядерными форсунками для разнокомпонентных форсунок, расположенных в ядре не по окружности. Объясняется это тем, что характерные элементарные смесительные элементы в переходном участке не имеют «правильных» геометрических форм и для них нет столь очевидных соотношений, как (6.23) или (6.24). Кроме того, смесительные элементы в переходном участке оказываются, как правило, несодинаковыми. Все это приводит к необходимости вводить в переходный участок несколько различных по расходу типов форсунок «О» и «Г» или допустить некоторые отклонения $K_{m_{эд}}$ (до 30%) от оптимального отношения $K_{m_{я}}$, что сопряжено, конечно, с дополнительными потерями удельного импульса.

При ориентировочных расчетах значений $K_{m_{эл}}$ для смесительных элементов неправильных геометрических форм можно пользоваться графическим (геометрическим) методом /2/. Согласно этому методу, вся площадь головки разбивается на зоны, образующие смесительные элементы. За границы зон обычно принимаются линии, соединяющие центры форсунок окислителя. Для каждой из зон определяется число приходящихся на нее форсунок «О» — $n_{осм}$ и «Г» — $n_{гсм}$. Если часть форсунок находится на границе участков, то число $n_{осм}$ и $n_{гсм}$ может быть дробным, так как в этом случае на выделенный участок от данной форсунки попадает только часть его компонента.

Значения $K_{m_{эл}}$ для каждой из выделенных зон в переходных и пристеночных участках определяются по формуле

$$K_{m_{эл}} = n_{эл} \dot{m}_{оф} / n_{гэл} \dot{m}_{гф}, \quad (6.26)$$

где $\dot{m}_{оф}$ и $\dot{m}_{гф}$ — расходы через одну форсунку окислителя и горючего, относящиеся к данному смесительному элементу.

При более точных и ответственных расчетах проводят еще одну корректировку выбранных параметров форсунок во всех зонах с целью учета влияния этих параметров на процессы смешения компонентов. Например, стремление улучшить равномерность распределения компонентов топлива по составу и расходонапряженности в поперечном сечении камеры заставляет проводить учет направлений векторов количества движения капель «О» и «Г» в конусах распыла. Ввиду того, что расход «О» больше расхода «Г», результирующее направление пучка капель «О» и «Г» обычно отклоняется в сторону форсунки «Г». Желательно спроектировать параметры форсунок таким образом, чтобы пучки капель «О» и «Г» двигались параллельно оси камеры /5/.

Поверочный расчет центробежной форсунки

В отличие от приведенного выше расчета центробежной форсунки, при ее поверочном расчете дополнительно учитывается влияние вязкости жидкости, некоторых конструктивных параметров и подогрева компонентов /2/. В результате учета этих факторов уточняются значения $\Delta p_{ф}$ и α° , а при строго заданных $\Delta p_{ф}$ и α° корректируются геометрические параметры форсунки.

Для учета вязкости жидкости, обладающей динамической вязкостью μ' , определяют для форсунок закрытого типа так называемую эквивалентную геометрическую характеристику форсунки A_3 :

$$A_3 = R_{вх} r_c / \left[\dot{m} r_{вх}^2 + \frac{\lambda}{2} R_{вх} (R_{вх} - r_c) \right], \quad (6.27)$$

где коэффициент трения жидкости о стенку λ определяют по формуле

$$\lg \lambda = [25,8 / \lg (\operatorname{Re}_{\text{вх}})^{2,58}] - 2, \quad (6.28)$$

а число $\operatorname{Re}_{\text{вх}}$ — по выражению

$$\operatorname{Re}_{\text{вх}} = 4 \dot{m}_{\text{ф}} / \pi \mu^1 d_{\text{вх}} \sqrt{i}. \quad (6.29)$$

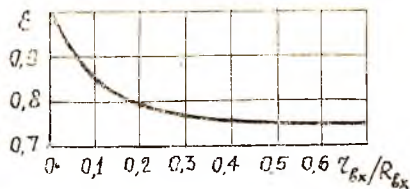


Рис. 6.14. Зависимость ε ($r_{\text{вх}}/R_{\text{вх}}$)

Влияние степени раскрытия форсунки $C = R_{\text{вх}}/r_c$, относительной длины сопла $\bar{l}_c = l_c r_c^{-1} (1 - \sqrt{1 - \varphi})^{-1}$, относительной длины входных отверстий $\bar{l}_{\text{вх}} = l_{\text{вх}} d_{\text{вх}}^{-1}$ на μ и α^0 можно учесть с помощью графиков, приведенных на рис. 6.15.

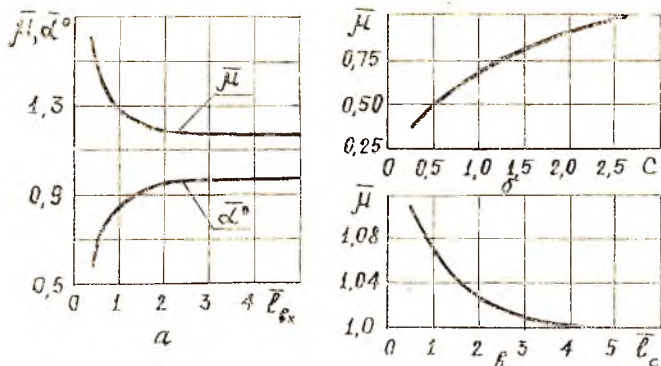


Рис. 6.15. Зависимости $\bar{\mu} = \mu_{\text{экс}}/\mu$, $\bar{\alpha}^0 = \alpha_{\text{экс}}^0/\alpha^0$ от различных геометрических факторов форсунки

Для учета влияния на коэффициент расхода μ степени подогрева компонента можно пользоваться выражением

$$\mu_1 = \mu \sqrt{(p_{\text{ф}} - p_s) / (p_{\text{ф}} - p_1)}, \quad (6.30)$$

где μ — коэффициент расхода при течении холодной жидкости;
 $p_{\text{ф}}$ — давление перед форсункой;
 p_s — давление насыщенных паров.

Подогрев можно не учитывать, если $p_1 \gg p_s / 2$.

Поверочный расчет двухкомпонентной центробежной эмульсионной форсунки

Поверочный расчет эмульсионных центробежных форсунок (с внутренним смешением) можно проводить по уравнению (6.11) и зависимостям μ_1 , $2\alpha^0 = f(A)$, изображенным на рис. 6.13. При этом $A_{эм}$ определяется по выражению

$$A_{эм} = \frac{(K + \sqrt{m \cos \beta^0}) K}{(1 + K)(K + m)} \frac{R_{вх} r_c}{i r_{вх}^2}. \quad (6.31)$$

Здесь (рис. 6.16) $m = \rho_0 / \rho_r$; $K = \dot{m}_{оф} / \dot{m}_{гф}$;
 $i_o \cdot i_r$ — число входных отверстий «О» и «Г»;
 ρ_o, ρ_r — плотности «О» и «Г»;
 β^0 — угол наклона отверстия подачи «Г».

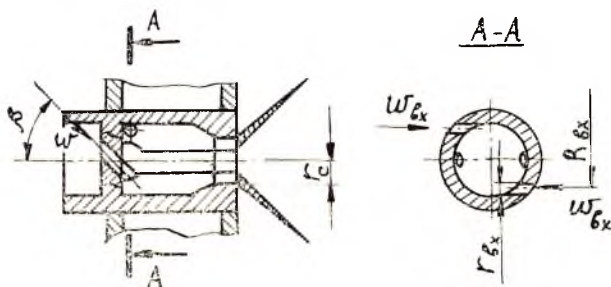


Рис. 6.16. Расчетная схема эмульсионной форсунки

Выражение (6.31) получено при следующих предположениях:

$$R_{вхг} \approx R_{вхо}; \quad \Delta \rho_{оф} = \Delta \rho_{гф}; \quad \lambda \approx 0.$$

Значение ρ в уравнении (6.11) следует определять по формуле

$$\rho = \rho_o \rho_r (1 + K) / (\rho_o + \rho_r K). \quad (28'9)$$

Поверочный расчет двухкомпонентной форсунки с внешним смешением

Расчетная схема этой форсунки и основные условные обозначения приведены на рис. 6.17.

Поверочный расчет форсунки производится по уравнению (6.11) и графическим зависимостям, приведенным на рис. 6.13, т. е. он сводится к расчету внутреннего и наружного контуров, рассматриваемых в качестве самостоятельных одноконтурных форсунок.

Радиус вихря наружной форсунки r_m^I рекомендуется выпол-

нять больше наружного радиуса корпуса сопла внутренней форсунки $r_{\text{н}}^{\text{II}}$, т. е. необходимо иметь $r_m^{\text{I}} > r_{\text{н}}^{\text{II}}$.

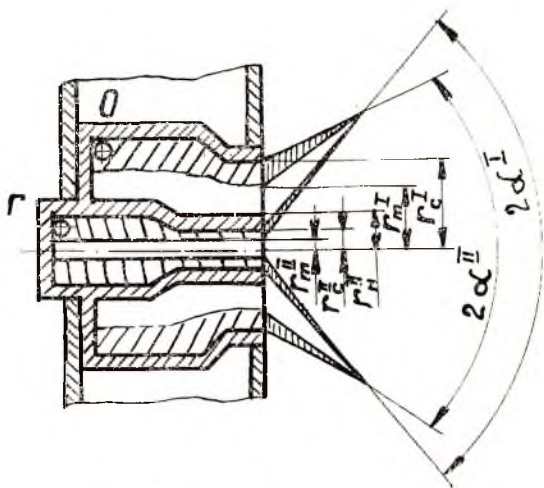


Рис. 6.17. Расчетная схема двухкомпонентной форсунки смешения

Радиус вихря наружного контура r_m^{I} определяется из выражения для коэффициента живого сечения форсунки

$$\varphi^{\text{I}} = 1 - (r_m^{\text{I}} / r_c^{\text{I}})^2, \quad (6.33)$$

значение которого определяется с помощью рис. 6.13 по A^{I} .

Поверочный расчет струйных форсунок

При проведении поверочных расчетов струйных форсунок учитывают влияние на величину μ не только отношения $l_{\text{ф}}/d_{\text{ф}}$, но и ряд других факторов.

Зависимость μ ($\Delta p_{\text{ф}}$) определяется по экспериментальным данным, представленным на рис. 6.18.

При уменьшении $\Delta p_{\text{ф}}$ до 0,3—0,4 мН/м² из-за отрыва струи от стенок величина μ уменьшается до 0,65. При использовании форсунок с пересекающимися струями их параметры желательно выбирать таким образом, чтобы угол наклона результирующей струи $\alpha_{\text{э}}^0 = 0$, т. е. направление результирующей струи должно совпадать с осевым. Это условие выполняется в соответствии с законом сохранения количества движения при достижении равенства :

$$\dot{m}_{\text{оф}} W_0 \sin \alpha_0 = \dot{m}_{\text{гф}} W_{\text{г}} \sin \alpha_{\text{г}}, \quad (6.34)$$

где α_0 и α_1 — углы наклона струй «О» и «Г»;
 W_0 и W_1 — скорости выхода струй «О» и «Г».

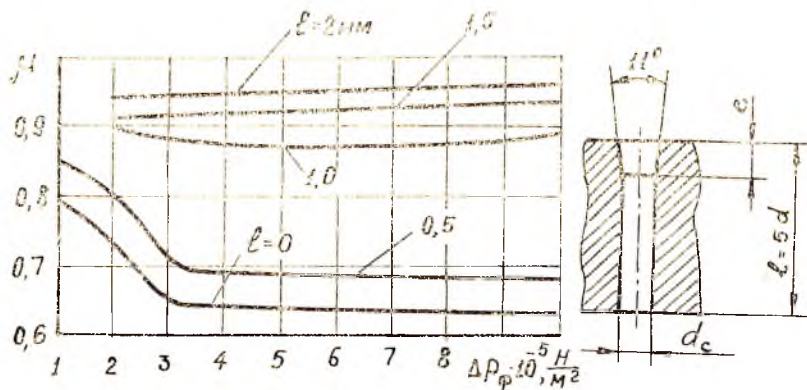


Рис. 6.18. Зависимость μ от Δp_f и геометрии форсунки

Скорость выхода жидкости из отверстия может быть определена по формуле

$$W = \dot{m}_f / \mu F_{фр}. \quad (6.35)$$

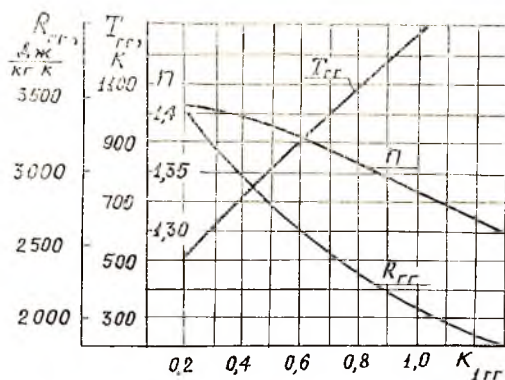
Более точный расчет струйных форсунок с учетом вязкости (Re), кавитации и геометрических параметров (наличия фасок с различными углами) проводится на базе экспериментальных данных [7].

ЛИТЕРАТУРА

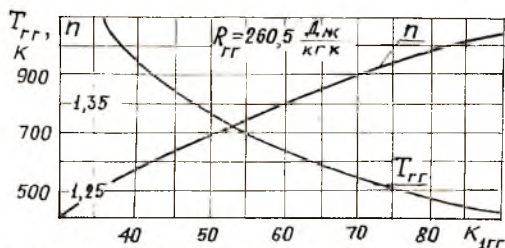
1. Алемасов В. Е., Дрегалли А. Ф., Тишин А. П. Теория ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1980.
2. Добровольский М. В. Жидкостные ракетные двигатели. — М.: Машиностроение, 1968.
3. Кондрусев В. С., Левин В. Я. Определение термодинамических характеристик процессов горения и расширения с помощью справочника «Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания»: Методические указания. КуАИ, 1974.
4. Мелькумов Т. М. и др. Ракетные двигатели. — М.: Машиностроение, 1976.
5. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей. / Под ред. В. М. Кудрявцева. — М.: Высшая школа, 1983.
6. Сточек Н. П., Шаниро А. С. Гидравлика ЖРД. — М.: Машиностроение, 1978.
7. Таблицы газодинамических функций. / Под ред. Г. С. Рослякова. — М.: МГУ, 1974.
8. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания. / Под ред. В. П. Глушко. АН СССР, 1971.
9. Шевелюк М. И. Теоретические основы проектирования ЖРД. — М.: Оборонгиз, 1960.
10. Штехер М. С. Топлива и рабочие тела ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1976.

Приложение 1

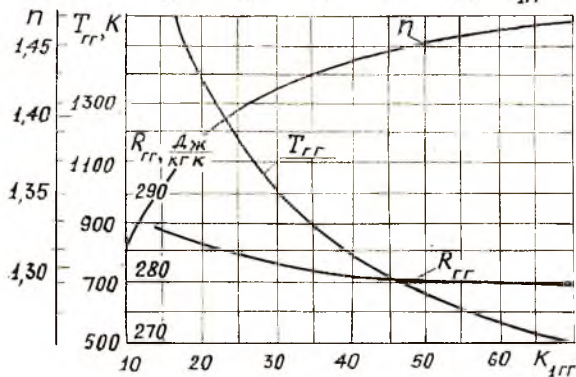
Характеристики генераторного газа



Топливо:
 $H_2 + O_2$



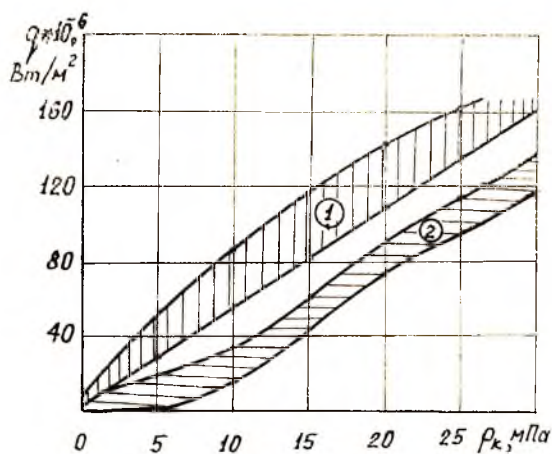
Топливо:
керосин + O_2



Топливо:
 $H_2MP + N_2O_4$

Приложение 2

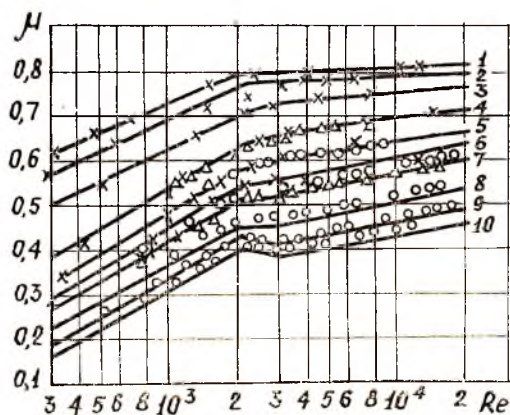
Зависимость максимальной плотности теплового потока от давления в камере сгорания



1. Топливо: $H_2 + O_2$
2. Топливо: керосин + O_2

Приложение 3

Зависимость $\mu = f(Re)$



- 1) $\frac{l}{d} = 3$; 2) $\frac{l}{d} = 5$; 3) $\frac{l}{d} = 10$; 4) $\frac{l}{d} = 20$; 5) $\frac{l}{d} = 30$;
- 6) $\frac{l}{d} = 40$; 7) $\frac{l}{d} = 50$; 8) $\frac{l}{d} = 75$; 9) $\frac{l}{d} = 100$; 10) $\frac{l}{d} = 120$

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Принятые обозначения и сокращения	5
I. ВЫБОР СИСТЕМЫ ПОДАЧИ, СХЕМЫ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ	7
1.1. Выбор системы подачи и схемы двигателя	7
1.2. Выбор величин давления в камере сгорания и выходном сечении сопла	16
1.3. Выбор коэффициента избытка окислителя	17
1.4. Выбор и определение коэффициентов, характеризующих совершенство процессов в камере сгорания и сопле	22
II. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ	25
III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ	29
3.1. Основные особенности ЖРД с насосной системой подачи топлива	29
3.2. Характеристики генераторного газа	30
3.3. Определение параметров системы турбонасосной подачи топлива в двигателе без дожигания генераторного газа	32
3.4. Определение основных параметров системы турбонасосной подачи топлива в двигателе с дожиганием генераторного газа	35
IV. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА КАМЕРЫ	42
4.1. Определение объема камеры сгорания и ее основных геометрических размеров	42
4.2. Профилирование контура сверхзвуковой части сопла	44
V. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДОГРЕВА РАБОЧЕГО ТЕЛА В ТРАКТЕ ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕРЫ. ВЛИЯНИЕ НЕАДИАБАТНОСТИ ПРОЦЕССА	45
5.1. Подогрев рабочего тела в тракте охлаждения	45
5.2. Влияние неadiaбатности процесса на I_y	46
VI. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ	47
6.1. Общий порядок проектирования	47
6.2. Выбор типа форсуночной головки и схемы расположения форсунок	48
6.3. Проверочные гидравлические расчеты форсунок	64
Литература	70
Приложения	71

Св. план. 1985, поз. 922

*Юрий Михайлович Дубинкин,
Виктор Семенович Кондрусев,
Александр Семенович Фрейдин*

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕР ЖРД

Редактор Т. К. Кр е т и н и н а
Техн. редактор Н. М. К а л е н ю к
Корректор В. П. П е т р о в а

Слано в набор 14.05 85 г. ЕО 00500.
Подписано в печать 4.11.85 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная белая.
Гарнитура литературная. Высокая печать.
Усл. п. л. 4,4. Уч.-изд. л. 4,0. Т. 1000 экз.
Заказ 408. Цена 20 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С. П. Королева,
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Типография УЭЗ КуАИ, г. Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.