

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева

В.С.Кондрусев, В.Я.Левин, А.С.Фрейдин

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КАМЕР СГОРАНИЯ ЖРД

Учебное пособие

УТВЕРЖДЕНО
НА РЕДАКЦИОННО-ИЗДАТЕЛЬСКОМ СОВЕТЕ
04. 12. 75 г.

К у й б ы ш е в 1 9 7 7

В настоящем пособии изложена методика теплового расчета и проектирования камер сгорания ЖРД.

В пособии приведены сведения по выбору основных исходных данных для проектирования камер сгорания. Учитывая, что в последнее время значительное распространение получили ЖРД замкнутой схемы, в пособие вводится глава, в которой рассматриваются методы определения параметров генераторного газа, без знания которых невозможен расчет форсунок этих двигателей. Работа снабжена иллюстративным и справочным материалом, необходимым для выполнения курсового и дипломного проектирования камер сгорания ЖРД.

Данное пособие может быть полезно также для специалистов, работающих в соответствующей области техники.

Рецензенты: В.Д.Пак, Н.В.Орлов

В В Е Д Е Н И Е

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

В книге на основе обобщения накопленного наукой и практикой опыта проектирования современных ЖРД в доступной для студентов форме рассматривается методика теплового расчета и проектирования камер сгорания, удовлетворяющая требованиям курсовых и дипломных проектов. Она позволяет проводить расчеты камер сгорания для двигателей, выполненных как по открытой, так и по замкнутой схемам. Термодинамические характеристики процессов сгорания и расширения, необходимые для расчета камеры и сопла, определяются с помощью справочника, изданного АН СССР [7]. Обозначения параметров, принятые в пособии, соответствуют терминологии справочника.

В практике конструкторских бюро проектный расчет камер сгорания 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 формируются основные требования, предъявляемые к двигателю. В ТЗ задаются величины тяги и удельного импульса, время работы, вес и габариты двигателя, параметры системы наддува баков, указываются применяемые компонен-

ты топлива, диапазоны регулирования и изменения внешних факторов, особенности работы двигателя на данном летательном аппарате и т.д.

Чтобы выполнить основные требования ТЗ, конструктор должен выбрать соответствующую схему двигателя, систему подачи и охлаждения, величины давления в камере сгорания и в 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 сгорания и сопла, а также основные размеры смесительных элементов камеры. 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

A - геометрическая характеристика форсунки	T - температура
D, d - диаметр	w - скорость
F - площадь	α - коэффициент избытка окислителя, угол
f - площадь, отнесенная к секундному расходу топлива	β - удельный импульс давления, угол
G - секундный расход	γ - удельный вес
H - шаг между форсунками	ε - степень расширения газа в сопле
J_s - удельный импульс	η - коэффициент полезного действия
k - коэффициент соотношения компонентов	λ - коэффициент скорости
L, l - длина	μ - молекулярный вес, коэффициент расхода
M - число Маха	π - степень расширения газа в турбине
N - мощность	ρ - плотность
n - показатель изоэнтропии расширения, число форсунок	σ_F - коэффициент восстановления давления
P - тяга	τ - время
p - давление	
R - газовая постоянная	
r - радиус	

И н д е к с ы

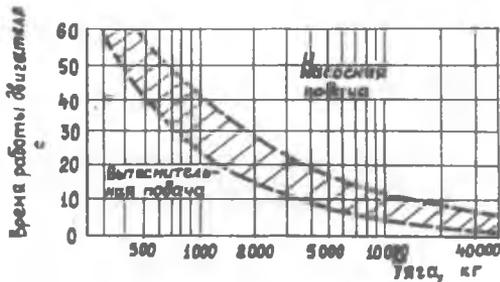
σ - выходное сечение сопла	ζ - коэффициент потерь, коэффициент живого сечения
$BД$ - высокое давление	$опт$ - оптимальный
$в_x$ - вход	π - пустотный
$в_{вых}$ - выход	$пр$ - пристеночный
$г$ - горячее	$расч$ - расчетный
$газ$ - газовый	ϵ - вход в сопло
$гг$ - газогенератор	$ст$ - стенка
$гол$ - головочный	$со$ - сечение на выходе из камеры сгорания (входе в сопло)
$ДУ$ - двигательная установка	$стех$ - стехиометрический
$зав$ - завеса	$ср$ - средний
$к,кс$ - камера сгорания	τ - топливо, турбина
$кз$ - камера закручивания в форсунке	ζ - теоретический
$маг$ - магистраль	ϕ - форсунка
$н$ - атмосферный, насос	γ - ядро
$о$ - окислитель, параметр торможения	$*$ - критическое сечение
	i - сечение на входе в камеру сгорания

Глава I. ВЫБОР СИСТЕМЫ ПОДАЧИ,
СХЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

§ I. I. Выбор системы подачи и схемы двигателя

В жидкостных ракетных двигателях применяются два вида систем топливоподачи – вытеснительная и насосная, причем каждая из этих систем может иметь самое различное конструктивное выполнение. Вопрос о выборе системы топливоподачи рассматривается в курсе лекций по теории двигателей и в учебниках [2], [3]. При выполнении проектных расчетов следует учитывать, что система подачи выбирается из условия получения минимального веса двигательной установки (ДУ) при заданном суммарном импульсе тяги.

Вытеснительную систему подачи нецелесообразно использовать при значительной тяге или большом времени работы двигателя. Ориентировочно область применения того или иного вида системы подачи может быть оценена по рис. I.1 [2]. Следует также учитывать, что от ве-



Р и с . I. I. Области применения насосных и вытеснительных систем подач

личины давления в камере сгорания в значительной степени зависит вес вытеснительной системы; поэтому при p_{co} более $25-30 \text{ кг/см}^2$ ($2,45-2,94 \text{ мж/м}^2$) [1] применять ее нецелесообразно.

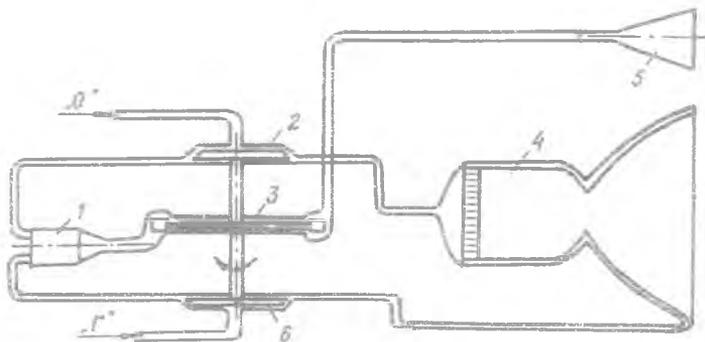
Окончательное решение по выбору вида системы подачи принимается после детальной конструктивной, прочностной и весовой проработки основных элементов системы топливоподачи и всей ДУ.

Насосная система подачи находит более широкое применение в современных ЖРД, что обусловлено необходимостью получения сравнительно значительных величин тяги при больших временах работы.

ЖРД с насосной системой подачи выполняются по двум принципиально отличающимся схемам - открытой и замкнутой.

Деление на открытые и замкнутые схемы связано с методом использования генераторного газа, отработавшего на турбине ТНА.

В двигателях открытой схемы он или выбрасывается непосредственно в атмосферу, или направляется в утилизационные сопла, расширяясь в которых создает некоторую тягу. Подобная схема изображена на рис. 1.2. иногда (например, в американских ЖРД F-1 и Y-2) газ, отработавший на турбине ТНА, подается в сопло основной камеры в том сечении, где давление газового потока ниже давления газа за турбиной ТНА.



Р и с.1.2. ЖРД открытой схемы с насосной системой подачи:
1 - газогенератор; 2 - насос окислителя; 3 - турбина;
4 - камера сгорания; 5 - утилизационное сопло; 6 - насос горючего

В двигателях замкнутых схем генераторный газ после турбины подается в камеру сгорания, где и дожигается. Поэтому замкнутую схему часто называют схемой с дожиганием генераторного газа.

Рассмотрим принципиальные особенности ЖРД открытой и замкнутой схемы.

Как известно, удельный импульс двигательной установки определяется по формуле

$$I_{сдч} = \frac{P_{дч}}{G_T} \quad (I.1)$$

Здесь $P_{дч}$ - тяга, создаваемая всеми агрегатами ДУ;
 G_T - секундный расход топлива ДУ.

Для двигателей с насосной системой подачи, работающих по открытой схеме, формула (I.1) может быть представлена в следующем виде:

$$I_{сдч} = \frac{P_{кс} + P_{ус}}{G_{ТКС} + G_{ТНА}} \quad (I.2)$$

где $P_{кс}$ - тяга, создаваемая камерами сгорания;
 $P_{ус}$ - тяга утилизационных сопел, в которые направляется газ, отработавший в турбине ТНА;
 $G_{ТКС}$ - секундный расход топлива, поступающий в камеры сгорания;
 $G_{ТНА}$ - секундный расход топлива, затрачиваемый на привод ТНА.

Величина тяги, развиваемой утилизационными соплами, обычно мала, она не превышает 0,5-1,5% от тяги камер сгорания [2].

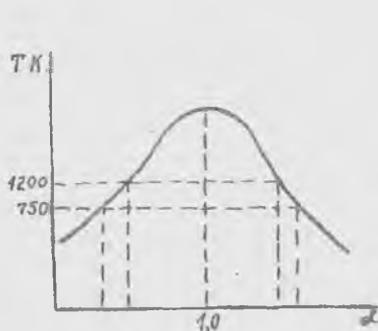
Кроме того, эффективность использования топлива, затраченного на привод насосов ТНА, с точки зрения получения тяги, невелика. Это объясняется двумя причинами: малой степенью расширения газа в утилизационных соплах и наличием в генераторном газе значительного запаса неиспользованной химической энергии.

Так как температура газа на входе в турбину ТНА двигателей открытой схемы обычно лежит в пределах 750-1200 К, то с целью ее получения в топливе, подаваемом в газогенератор, создают существенный избыток горючего или окислителя (рис. I.3). Выброс в атмосферу газа, в котором осталась неиспользованной значительная часть химической энергии компонентов топлива, приводит к потере удельного импульса.

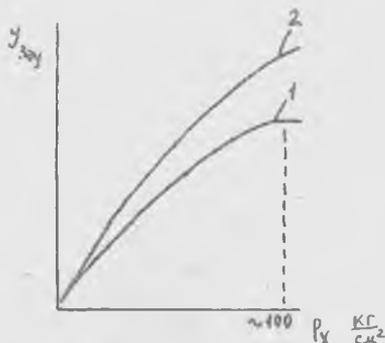
Увеличение давления $p_{с0}$ приводит, с одной стороны, к росту степени расширения сопла (при $p_a = const$), и, следовательно, к выигрышу в удельном импульсе камеры сгорания, а с другой - к дополнительным потерям в $I_{сдч}$, вызываемым увеличением потребной

мощности насосов и связанным с этим возрастанием расхода топлива на привод ТНА.

До $p_{co} = 80 - 100 \text{ кг/см}^2$ ($7,85-9,81 \text{ мн/м}^2$) величина прироста удельного импульса за счет увеличения давления в камере сгорания превосходит его потери из-за отбора топлива на привод системы подачи. Но при $p_{co} > 100 \text{ кг/см}^2$ ($9,81 \text{ мн/м}^2$) увеличение степени расширения сопла не компенсирует потери в $\mathcal{I}_{сду}$, связанные с увеличением мощности насосов (рис. 1.4), поэтому создание ЖРД открытой схемы с давлением в камере сгорания более 100 кг/см^2 ($9,81 \text{ мн/м}^2$) нецелесообразно.



Р и с.1.3.Зависимости температуры продуктов сгорания от коэффициента избытка окислителя



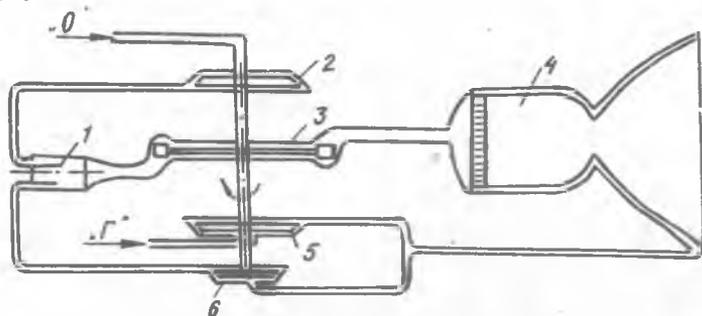
Р и с.1.4.Зависимость $\mathcal{I}_{сду}$ от давления в камере сгорания для ЖРД открытой и замкнутой схем:
1 - открытая схема;
2 - замкнутая схема

Отсутствует этот недостаток в двигателях, выполненных по замкнутой схеме, у которых генераторный газ после расширения в турбине подается в камеру сгорания и дожигается в ней.

Наибольшее распространение получили ЖРД замкнутой схемы, работающие по принципу "газ-жидкость". В них один из компонентов топлива подается в камеру сгорания в жидкой фазе, а другой - в газовой. При очень высоком давлении $p_{co} > 230-250 \text{ кг/см}^2$ $22,6-24,5 \text{ мн/м}^2$ расход газа, получающегося за счет газификации одного из компонентов топлива, может оказаться недостаточным для получения потребной мощности ТНА. В этом случае могут быть газифицированы оба компонента топлива в двух газогенераторах (одном окислитель-

ном, другом восстановительном). Двигатель в таком случае выполняется с двумя независимыми ТНА, а в камеру сгорания оба компонента подаются в газовой фазе (принцип "газ - газ").

На рис. 1.5 и 1.6 приведены две принципиальные схемы ЖРД с дожиганием генераторного газа, работающие по принципу "газ - жидкость".



Р и с. 1.5. ЖРД замкнутой схемы с окислительным газогенератором и одновальным ТНА:

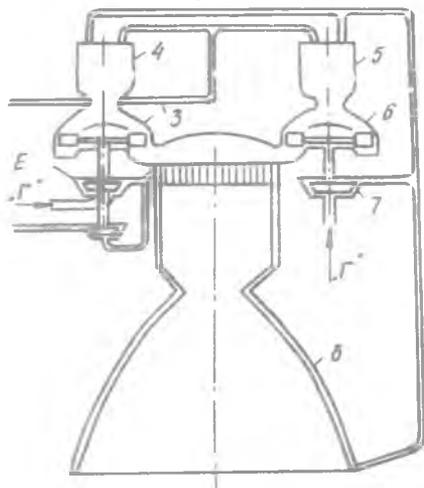
1 - газогенератор; 2 - насос окислителя; 3 - турбина;
4 - камера сгорания; 5 - основной насос горючего;
6 - насос высокого давления горючего

В схеме, приведенной на рис. 1.5, газифицируется окислитель, который затем в виде газа подается в камеру сгорания. Газогенератор двигателя в этом случае работает на режиме $\alpha \gg 1$, т.е. в схеме применен окислительный газогенератор.

На рис. 1.6 приведена упрощенная схема американского двигателя SSME, предназначенного для использования на орбитальной ступени многоразовой транспортной космической системы. Этот ЖРД имеет отдельные 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 ($\sim 20\%$) отбирается последним насосом для использования в системе наружного и внутреннего охлаждения камеры сгорания.

Следует отметить одну важную особенность ЖРД замкнутой схемы. Как известно, в двигателях открытых схем КПД насосов и турбины оказывают влияние на величину удельного импульса, так как от уровня КПД зависит величина расхода топлива на привод насосов ТНА. В ЖРД замкнутой схемы КПД узлов ТНА практически не влияют на удель-

ный импульс двигателя, но оказывают очень сильное влияние на уровень параметров системы подачи. Как известно, мощность турбины ТНА зависит от расхода и свойства рабочего тела, а также от КПД, температуры генераторного газа и степени расширения его в турбине. Величиной расхода и свойствами генераторного газа практически невозможно варьировать, так как схема рассчитывается на полную или почти полную газификацию одного из компонентов топлива (принцип "газ - жидкость").



Р и с. 1.6. ЖРД замкнутой схемы 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 сгорания

Уровень температуры генераторного газа ограничивается прочностными 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 генераторного газа является нежелательным также из-за резкой интенсификации процессов окисления и возможности возгорания металлов в среде высокотемпературного окислительного газа.

В случае низких КПД насосов увеличивается их потребная мощность. Поэтому невысокий уровень КПД насосов и турбины может компенсироваться только увеличением степени расширения в турбине. При заданном давлении в камере сгорания это означает увеличение давления в газогенераторе и за насосами окислителя и горючего. Последнее

нежелательно, так как ЖРД замкнутой схемы и так имеют высокое давление в камере сгорания, а наличие газовых турбин, включенных в магистраль подачи топливных компонентов в камеру, приводит к необходимости дополнительного повышения давления за насосами. Эти давления достигают 300–400 кг/см² (29,4–39,2 мн/м²), а в некоторых случаях и больших величин. Поэтому всегда следует стремиться к обеспечению высоких КПД насосов и турбин ЖРД замкнутой схемы.

Очень часто в ТНА двигателей замкнутых схем используются дополнительные насосы высокого давления (ВД) на линии подачи в газогенератор того компонента, который содержится в меньшем количестве в генераторном топливе. Большая же часть этого компонента подается основным насосом непосредственно в камеру сгорания в жидкой фазе. Давление за основным насосом может превышать давление в камере сгорания лишь на величину гидравлических сопротивлений магистрали 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.

В заключение следует отметить, что ЖРД с дожиганием генераторного газа могут выполняться по самым различным схемам [1,2,3].

Приведенные анализ и рекомендации позволяют студенту более обоснованно выбрать схему двигателя и систему подачи компонентов в камеру сгорания с целью обеспечения оптимальной реализации требований ТЗ.

§ 1.2. Выбор величин давления в камере сгорания и в выходном сечении сопла

Важнейшей характеристикой ЖРД является удельный импульс. Величина удельного импульса непосредственно зависит от степени расширения газа в сопле $\varepsilon = \frac{p_{св}}{p_a}$ (рис.1.7). Следовательно, достаточно высокий уровень удельного импульса достигается либо за счет создания повышенного давления в камере сгорания, 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 давления в камере сгорания. Кроме того, повышение давления в каме-

ре сгорания двигателя приводит к уменьшению габаритов и веса камеры и сопла.

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 неоптимальной.

Для двигателей с вытеснительной системой подачи давление в камере не следует выбирать более $25-30 \text{ кг/см}^2$ ($2,45-2,94 \text{ мн/м}^2$).

Для двигателей с насосной системой подачи предельными являются следующие давления:

для открытой схемы $p_{co} = 90 - 100 \text{ кг/см}^2$ ($8,83-9,8 \text{ мн/м}^2$);

для замкнутой схемы, выполненной по принципу "газ-жидкость",

$p_{co} = 220-230 \text{ кг/см}^2$ ($21,6-22,6 \text{ мн/м}^2$).

Для ЖРД замкнутой схемы с газификацией обоих компонентов ("газ-газ") могут быть допущены существенно большие давления в камере сгорания.

Поскольку удельный импульс зависит не только от величины p_{co} , но и от давления в выходном сечении сопла, то желательно p_a выбирать возможно меньшим. Известно, что наибольшую тягу обеспечивает так называемое, расчетное сопло, у которого

давление на срезе равно атмосферному. Поэтому давление в выходном сечении сопла должно быть близким к среднетраекторному значению атмосферного давления. При этом должно учитываться фактическое время работы двигателя в каждом диапазоне высот.

Оптимальное значение p_a для двигателей любой ступени ракеты можно подсчитать по формуле [1]:

$$p_{a \text{ опт}} = \frac{\int_0^{\tau_{акт}} \rho_H d\tau}{\tau_{акт}}, \quad (1.3)$$

где $\tau_{акт}$ - время полета на активном участке траектории (время полета с работающими двигателями).

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

Для двигателей верхних ступеней, где среднетраекторное значение p_H очень мало, приходится, с целью уменьшения габаритов и

веса сопла, идти на некоторое увеличение ρ_a по сравнению со среднетраекторным давлением ρ_n .

Для двигателей, предназначенных для установки на первую ступень ракеты, выбранное значение ρ_a не должно быть меньше величины, при которой начинается отрыв потока от стенок сопла при работе на малых высотах. Эта величина может быть оценена по рекомендациям приведенным в учебниках [1], [2], [3].

Для ориентировочных расчетов может быть рекомендован следующий уровень давления ρ_a :

для двигателей первых ступеней ракет - $0,4 + 0,8 \text{ кг/см}^2$
($39,2 - 78,5 \text{ кн/м}^2$);

для двигателей вторых ступеней ракет - $0,1 - 0,2 \text{ кг/см}^2$
($9,8 - 19,6 \text{ кн/м}^2$);

для двигателей третьих ступеней и космических аппаратов -
 $0,05 + 0,1 \text{ кг/см}^2$ ($4,9 - 9,8 \text{ кн/м}^2$).

§ 1.3. Выбор коэффициента избытка окислителя

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

$$V_{ud} = J_{scp} \ln \mu_k, \quad (1.4)$$

где J_{scp} - среднее значение удельного импульса на активном участке полета ракеты;

$\mu_k = \frac{G_n}{G_k}$ - массовое число ракеты, равное отношению ее начального и конечного весов.

В [1] показано, что величина V_{ud} пропорциональна произведению $J_s \rho_T^c$. Показатель является функцией конструктивных характеристик конкретного летательного аппарата, величина его может быть найдена по зависимостям, приведенным в [1].

Таким образом, при выборе оптимального соотношения компонентов нужно учитывать не только уровень удельного импульса, но и среднюю плотность топлива. Но на эти параметры определенное влияние оказывает принятая схема охлаждения камеры сгорания

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

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

Выбор α_{opt} для случая наличия в камере сгорания пристеночного слоя*

1.3.1. Выбирается предварительное значение оптимального коэффициента избытка окислителя в ядре потока $\alpha'_{я\,opt}$, обеспечивающее максимальную величину удельного импульса в пустоте J_s^* . Выбор производится по таблицам или графикам, приведенным в справочнике [7].

М е т о д и к а в ы б о р а

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} .

Необходимо выбрать не менее четырех значений α и для каждого из них из соответствующей таблицы (для заданного p_{co}) выписать значение J_s^* для своей степени расширения $\varepsilon = p_{co}/p_0$.

Затем строится график $J_s^* = f(\alpha)$, с помощью которого находится предварительное значение оптимального коэффициента избытка окислителя в ядре потока $\alpha'_{я\,opt}$, обеспечивающее максимум J_s^* .

В случае, если в таблицах отсутствуют значения p_{co} и ε , равные заданным, то $\alpha'_{я\,opt}$ можно выбирать с помощью табличных данных для p_{co} и ε , наиболее близких к заданным.

Величину $\alpha_{я\,opt}$ можно определить также по графикам $J_s^* = f(\alpha, p_{co}, \varepsilon)$, которые приведены в справочнике для каждого вида топлива. При работе со справочником рекомендуется пользоваться также методическим пособием [5].

* Для топлив, в которых в качестве горючего используется водород, подсчет α_{opt} производится по методике, изложенной в п. 1.3.23.

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

1.3.3. По справочнику [7] подбирается значение коэффициента избытка окислителя в пристеночном слое $\alpha_{\text{пр}}$ из условия создания у стенки температуры газа, равной $T_{\text{пр}} \approx 2000-2500$ К.

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 удельным импульсом. Минимально допустимая величина расхода газа 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 могут быть рекомендованы следующие величины относительного расхода газа через пристеночный слой:

$$\bar{G}_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{т}}}$$

для камер с тягой до 30 т (294 кн) $\bar{G}_{\text{пр}} = 0,2 \div 0,12$;

для камер с тягой в пределах 30 + 60 т (294-588 кн) $\bar{G}_{\text{пр}} = 0,08-0,1$;

для камер с тягой более 60 т (588 кн) $\bar{G}_{\text{пр}} = 0,05 - 0,08$.

1.3.5. Определяется относительный расход через ядро потока

$$\bar{G}_{\text{я}} = 1 - \bar{G}_{\text{пр}}$$

1.3.6. По справочнику [7] для принятых в п. 1.3.1 и 1.3.2 значений $\alpha_{\text{я}}$ находится плотность топлива $\rho_{\text{т}}$ и удельный импульс в пустоте J_s^a .

1.3.7. Аналогично определяются значения $\rho_{\text{т}}$ и J_s^a для пристеночного слоя (для $\alpha_{\text{пр}}$).

1.3.8. Подсчитывается среднее значение удельного веса топлива

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

1.3.9. Определяется среднее теоретическое значение удельного импульса камеры сгорания в пустоте

$$(J_s^a)_t = (J_s^a)_я G_я + (J_s^a)_{np} \bar{G}_{np}.$$

1.3.10. Находится значение произведения $(J_s^a)_t \rho_T^e$. Как уже отмечалось, показатель c зависит от конструктивных характеристик летательного аппарата. Если они известны, то значение c может быть подсчитано по методике, изложенной в [1]. При проведении курсовой работы можно принять $c = 1$.

1.3.11. Строится график $(J_s^a)_t \rho_T^e = f(\alpha_я)$. Коэффициент $\alpha_я c$ обеспечивающий максимальную величину произведения $(J_s^a)_t \rho_T^e$ выбирается в качестве основного и для него производятся все дальнейшие расчеты.

1.3.12. Из справочника [7] для заданной топливной пары выписывается значение весового стехиометрического соотношения компонентов ($\alpha = 1$) $K_{1стех}$.

В дальнейшем подсчитывается:

1.3.13. Соотношение расходов компонентов в пристеночном слое

$$K_{1np} = \alpha_{np} K_{1стех}.$$

1.3.14. Соотношение расходов компонентов в ядре потока

$$K_{1я} = \alpha_я K_{1стех}.$$

1.3.15. Относительный расход окислителя через пристеночный слой

$$\bar{G}_{о np} = \frac{K_{1np}}{K_{1np} + 1} \bar{G}_{np}.$$

1.3.16. Относительный расход горючего через пристеночный

слой

$$\bar{G}_{г np} = \bar{G}_{np} - \bar{G}_{о np}.$$

1.3.17. Относительный расход окислителя через ядерные форсунки

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

1.3.18. Относительный расход горючего через ядерные форсунки

$$\bar{G}_{г я} = \bar{G}_я - \bar{G}_{о я}.$$

1.3.19. Относительный расход окислителя через камеру сгорания

$$\bar{G}_0 = \bar{G}_{0пр} + \bar{G}_{0я}$$

1.3.20. Относительный расход горючего через камеру сгорания

$$\bar{G}_r = \bar{G}_{rпр} + \bar{G}_{rя}$$

1.3.21. Среднее весовое соотношение компонентов по камере сгорания

$$K_{1ср} = \frac{\bar{G}_0}{\bar{G}_r}$$

1.3.22. Среднее значение коэффициента избытка окислителя

$$\alpha_{ср} = \frac{K_{1ср}}{K_{1стех}}$$

1.3.23. Выбор коэффициента $\alpha_{я}$ для топливной пары, в состав которой в качестве горючего входит жидкий водород, нельзя производить, исходя из условия $[(\gamma_s^n)_t \rho_r^c]_{max}$ при $c = 1$.

В связи с малой плотностью жидкого водорода стремится сократить его расход (даже в ущерб удельному импульсу), чтобы уменьшить вес топливных баков на ракете.

По статистическим данным среднее значение коэффициента избытка окислителя $\alpha_{ср}$ для выполненных и проектируемых иностранных кислородно-водородных двигателей находится в пределах 0,7-0,8. При этом достигается наибольшая эффективность ракетной системы.

Для проведения предварительных проектных расчетов (при отсутствии данных баллистического расчета с учетом конкретных характеристик летательного аппарата) следует задаться величиной $\alpha_{ср}$ в этих пределах. Расчет оптимального $\alpha_{я}$ в этом случае производится следующим образом:

а) выбираются четыре значения $\alpha_{я}$ в диапазоне 0,65-0,9;

б) подбирается коэффициент избытка окислителя и доля газа в пристеночном слое в соответствии с рекомендациями, приведенными в п. 1.3.3 и 1.3.4;

в) для всех значений $\alpha_{я}$ подсчитывается $\alpha_{ср}$ по формуле

$$\alpha_{ср} = \alpha_{пр} \bar{G}_{пр} + \alpha_{я} \bar{G}_{я};$$

г) в качестве окончательного выбирается коэффициент избытка окислителя в ядре, обеспечивающий $\alpha_{ср} = 0,7 - 0,8$;

д) проводится расчет по п.п. I.3.6-I.3.9 и I.3.12-I.3.21.

Выбор α_{opt} для случая применения пленочного охлаждения

Пленочное охлаждение осуществляется чаще всего путем подачи горячего 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 α_{opt} производится в следующей последовательности.

1.3.24. Выбирается предварительное значение оптимального коэффициента избытка окислителя в ядре потока α_{opt} . При этом соблюдаются требования, изложенные в п. I.3.1.

1.3.25. Выбирается несколько значений α_{opt} , больших и меньших α_{opt} .

1.3.26. Определяется расход компонента, используемого для пленочного охлаждения.

Величина расхода жидкости на пленочное охлаждение рассчитывается по соответствующим методикам, в которых учитывается характер изменения основных параметров по длине камеры сгорания и особенности конкретной конструкции. Достаточность 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 $\bar{G}_{loc} = \frac{G_{loc}}{G_f}$:

для камер с тягой до 30 т (294 кН) $\bar{G}_{loc} = 0,04-0,06$;

для камер с тягой более 30 т (294 кН) $\bar{G}_{loc} = 0,03-0,04$.

1.3.27. Определяется теоретический удельный импульс для камеры сгорания с пленочным охлаждением. Наличие пленочного охлаждения приводит к некоторым потерям (J_{th}^n) , 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 сгорания, что, по-видимому, в значительной мере обусловлено особенностями конкретных конструкций.

Для ориентировочных расчетов, при относительно небольшом рас-

коде охладителя ($\bar{G}_{\text{зоб}}$ не более 0,05-0,06), можно принять:

$$(J_s^n)_t = (J_s^n)_я - (\Delta J_s^n)_{\text{зоб}} = (J_s^n)_я - 0,05(J_s^n)_я \bar{G}_{\text{зоб}} \quad (1.8)$$

где $(J_s^n)_я$ - удельный импульс для ядра потока.

Подсчет $(J_s^n)_t$ производится для всех выбранных в п. 1.3.24 и 1.3.25 значений $\alpha_я$.

1.3.28. Определяется оптимальное значение $\alpha_{\text{опт}}$, соответствующее максимуму произведения $(J_s^n)_t \rho_T^{\text{стех}}$ (см. п.1.3.10-1.3.11).

1.3.29. Относительный расход через ядро потока подсчитывается по формуле.

$$\bar{G}_я = 1 - \bar{G}_{\text{зоб}}$$

1.3.30. По справочнику [7] находится весовое стехиометрическое соотношение компонентов ($\alpha = 1$) $K_{\text{стех}}$.

В дальнейшем подсчитывается:

1.3.31. Соотношение расходов компонентов в ядре потока

$$K_{я} = \alpha_я K_{\text{стех}}$$

1.3.32. Относительный расход окислителя через ядро потока

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

1.3.33. Относительный расход горючего через ядерные форсунки

$$\bar{G}_{г.я} = \bar{G}_я - \bar{G}_{\text{о.я}}$$

1.3.34. Расход горючего через камеру сгорания (в случае, когда для пленочного охлаждения используется горючее)

$$\bar{G}_r = \bar{G}_{г.я} + \bar{G}_{\text{зоб}}$$

1.3.35. Среднее весовое соотношение компонентов по камере сгорания

$$K_{\text{ср}} = \frac{\bar{G}_{\text{о.я}}}{\bar{G}_r}$$

1.3.36. Среднее значение коэффициента окислителя

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{K_{\text{ср}}}{K_{\text{стех}}}$$

Для некоторых компонентов топлива 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 α_{opt} при наличии пористого охлаждения производится как 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 высокая температура в пристеночном слое газа (по сравнению с указанной в п. 1.3.3) и меньший относительный расход через пристеночные форсунки. Расход охладителя на пленочное охлаждение также можно несколько уменьшить. Расчет α_{opt} и расходов компонентов для подобного случая может быть выполнен с помощью приведенных методик.

§ 1.4. Выбор коэффициентов, характеризующих совершенство процессов в камере сгорания и сопле

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

1.4.1. $\Psi_{\kappa c}$ - коэффициент, учитывающий потери удельного импульса из-за несовершенства рабочего процесса непосредственно в камере сгорания. Он зависит, главным образом, от качества организации процесса смесеобразования в камере. Для современных камер сгорания величина $\Psi_{\kappa c}$ колеблется в пределах 0,95-0,99; для камер большой тяги $\Psi_{\kappa c} = 0,97-0,99$.

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

$$\Psi_c = 0,98 - 2 \cdot 10^{-5} \varepsilon, \quad (1.9)$$

где $\varepsilon = \frac{p_{ce}}{p_c}$ - степень расширения газа в сопле.

1.4.3. Ψ_{β_0} - коэффициент, учитывающий влияние непараллельности истечения газов из сопла,

$$\Psi_{\beta_0} = \frac{1 + \cos \beta_0}{2} \quad (1.10)$$

здесь β_α - угол между касательной к профилю сопла в выходном сечении и осью сопла. Величина β_α обычно лежит в пределах 8-14°. Точное ее значение определяется в процессе профилирования сопла.

Г л а в а П. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Тепловой расчет производится с помощью соответствующего тома справочника [7], методики пользования которым, включая способы экстрополяции, излагается в первом томе и в нособии кафедры [5].

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

2.1. По принятым значениям давления в камере сгорания p_{co} и в выходном сечении сопла p_α определяется степень расширения

$$\varepsilon = \frac{p_{co}}{p_\alpha} = \frac{p_\kappa}{p_\alpha}$$

2.2. С учетом принятых значений коэффициентов избытка окислителя в ядре потока α_j , в пристеночном слое α_{np} и среднего по камере сгорания α_{cp} при известном p_{co} по справочнику [7] находится теоретический импульс давления (для критического сечения): для ядра потока β_{tj} ; для пристеночного слоя $-\beta_{t_{np}}$.

Далее определяются:

2.3. Теоретическое значение удельного импульса давления в камере сгорания

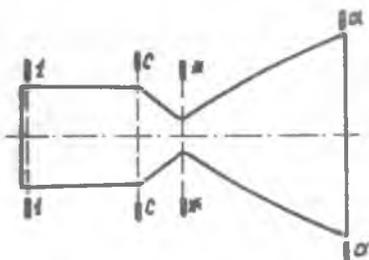
$$\beta_t = \beta_{tj} \bar{G}_j + \beta_{t_{np}} \bar{G}_{np}$$

2.4. Действительное значение удельного импульса давления в камере сгорания

$$\beta = \beta_t \eta_{к.с.}$$

2.5. Относительная площадь камеры сгорания

$$\bar{F}_\kappa = \frac{F_\kappa}{F_*}$$



Р и с. 2.1. Расчетная схема камеры ракетного двигателя

(выбирается из конструктивных соображений и допустимой расходонапряженности).

Для камер сгорания современных двигателей величина \bar{F}_κ находится в пределах 2-6. Рекомендации по выбору этой величины имеются в [2] и [3]. При курсовом проектировании величина \bar{F}_κ указывается в задании.

В ряде случаев для характеристики процесса в камере сгорания применяется понятие относительной расходонапряженности камеры сгорания. Относительной расходонапряженностью называют секундный расход рабочего тела через единицу площади камеры сгорания, отнесенный к давлению:

$$\bar{G}_F = \frac{G_T}{F_\kappa p_{c0}}$$

Относительная расходонапряженность с величиной относительной площади камеры сгорания связана следующим образом:

$$\bar{G}_F = \frac{1}{\beta \bar{F}_\kappa}$$

2.6. Коэффициент скорости λ_κ на входе в сопло определяется с использованием зависимости

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

Здесь n_* - средний показатель изоэнтропы расширения в интервале от p_{c0} до p_* для условий течения в ядре потока. Определяется по справочнику [7] для критического сечения.

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

Величина λ_κ может быть определена также с помощью таблиц газодинамических функций по соотношению

$$q(\lambda_\kappa) = \frac{F_*}{F_\kappa} = \frac{1}{\bar{F}_\kappa}$$

По значению $q(\lambda)$ при заданном n_* по таблицам находится величина λ_κ .

Методика определения термодинамических характеристик по газодинамическим функциям приводится в учебнике [1]. Правильность опре-

деления λ_k можно проконтролировать по графической зависимости, представленной на рис. 2.2.

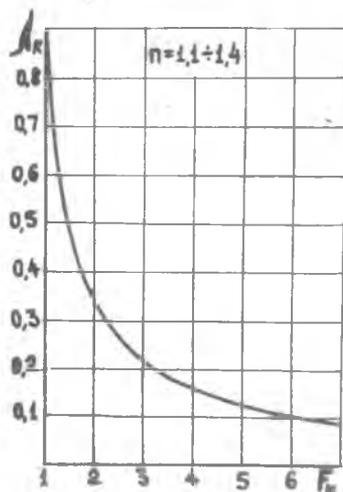
2.7. Коэффициент восстановления давления торможения на входе в сопло определяется из уравнения

$$\sigma = \frac{p_{co}}{p_r} = \frac{1}{(1 + \lambda_k^2) \left(1 - \frac{n_k - 1}{n_k + 1} \lambda_k^2\right)^{\frac{n_k + 1}{n_k - 1}}}$$

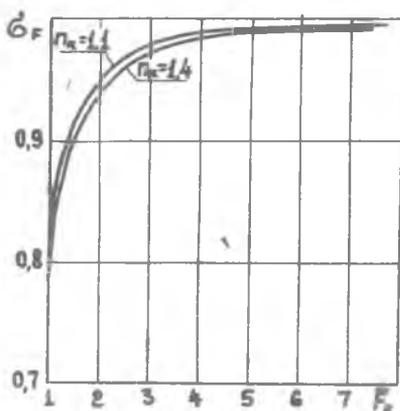
При использовании газодинамических функций величина σ_r рассчиты-

вается по формуле
$$\sigma_r = \frac{1}{\pi(\lambda_k)(1 + n_k M_k^2)}$$

Значения $\pi(\lambda_k)$ и M_k определяются из газодинамических функций [6] по найденному в п. 2.6 коэффициенту λ_k . Правильность определения σ_r можно проконтролировать по графику (рис. 2.3).



Р и с. 2.2. Зависимость коэффициента скорости λ_k от относительной площади камеры сгорания



Р и с. 2.3. Зависимость коэффициента восстановления давления σ_r от относительной площади камеры сгорания

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

$$y_r = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_a}{\sigma_r p_r}\right)^{\frac{n+1}{n}}}{1 - \left(\frac{p_a}{p_r}\right)^{\frac{n+1}{n}}}}$$

Здесь n — средний показатель изоэнтропы расширения в интервале от p_{ca} до p_a . Он определяется по таблицам [7] для соответствующей степени расширения ε при условии течения газа в ядре потока.

2.9. Теоретическое значение геометрической степени расширения сопла (относительной площади) определяется по справочнику 7

$$\bar{F}_{\sigma t} = \frac{F_{\sigma t}}{F_*}$$

для ядра потока $(\bar{F}_{\sigma \alpha})_t$; ;
 для пристеночного слоя $(\bar{F}_{\sigma \text{np}})_t$.

Далее определяются:

2.10. Теоретическое значение геометрической степени расширения сопла для камеры сгорания

$$\bar{F}_{\sigma t} = (\bar{F}_{\sigma \alpha})_t \bar{G}_\alpha + (\bar{F}_{\sigma \text{np}})_t \bar{G}_{\text{np}}$$

2.11. Действительная геометрическая степень расширения сопла

$$\bar{F}_\sigma = \varphi_{\beta \alpha} \frac{\sigma_F^n}{\varphi_F} \bar{F}_{\sigma t}$$

2.12. Удельная площадь критического сечения

$$f_* = \frac{F_*}{G_r} \frac{\beta}{p_{ca}}$$

2.13. Удельная площадь выходного сечения сопла

$$f_\sigma = \frac{F_\sigma}{G_r} = \bar{F}_\sigma f_*$$

2.14. Температура на входе в сопло $T_{\sigma 0}$ (по таблицам [7] для значений p_{ca} и α в ядре потока).

2.15. Действительное значение удельного импульса в пустоте

$$J_s^n = (J_s^n)_t \varphi_F \varphi_{kc} \varphi_c$$

2.16. Значение удельного импульса у Земли для двигателей первых ступеней ракет

$$J_s^{n=0} = J_s^n - \int_a^b p_n$$

где p_n — атмосферное давление.

2.17. Действительное значение удельного импульса в пустоте или у Земли с учетом системы подачи для двигателей, выполненных по открытой схеме:

$$J_{s \text{ об}} = J_s \varphi_{\text{под}}$$

Коэффициент снижения удельного импульса за счет отбора части топлива для привода насосов $\gamma_{\text{нод}} = 0,97-0,98[2]$. Точное значение его определяется по результатам энергетического расчета системы подачи.

2.18. Среднее значение скорости газа в выходном сечении сопла

$$w_a = J_s^n - f_a p_a$$

2.19. Газовая постоянная для условий течения в выходном сечении сопла

$$R_a = \frac{8316,96}{\mu_a} \left[\frac{\theta_{ж}}{\text{кг.град}} \right]$$

Значение среднего молекулярного веса μ_a для условий ядра потока находится по справочнику [7]. При необходимости экстраполяции используются данные для опорной и соседней с ней точек.

2.20. Средняя температура газа в выходном сечении сопла

$$T_a = \frac{f_a p_a w_a}{R_a}$$

2.21. При необходимости рассчитывается значение удельной тяги в пустоте или у Земли:

$$p_{yg} = \frac{J_s}{g} \left[\frac{\text{кгс}}{\text{кг}} \right]$$

2.22. Секундный расход топлива через камеру сгорания

$$\dot{G}_\tau = \frac{P}{J_s}$$

Тяга P является заданной. Для двигателей первых ступеней ракет обычно задается тяга у Земли $P^{\text{н.з.о}}$ и подсчет \dot{G}_τ ведется по значению $J_s^{\text{н.з.о}}$. Для двигателей верхних ступеней задается тяга в пустоте P^n и расход \dot{G}_τ определяется по величине J_s^n .

Завершая тепловой расчет камеры, находим:

2.23. Расход окислителя через камеру сгорания

$$\dot{G}_o = \frac{K_{f,sp}}{1 + K_{f,sp}} \dot{G}_\tau$$

2.24. Расход горючего через камеру сгорания

$$\dot{G}_r = \dot{G}_\tau - \dot{G}_o$$

2.25. Расход топлива через ядерные форсунки

$$\dot{G}_{\tau_1} = \dot{G}_\tau (1 - \bar{G}_{\text{нр}})$$

2.26. Расход топлива через пристеночные форсунки

$$G_{\text{т.пр}} = G_{\text{т}} - G_{\text{т.я}}$$

2.27. Расход окислителя через ядерные форсунки

$$G_{\text{о.я}} = \frac{K_{\text{т.я}}}{1 + K_{\text{т.я}}} G_{\text{т.я}}$$

2.28. Расход горючего через ядерные форсунки

$$G_{\text{г.я}} = G_{\text{т.я}} - G_{\text{о.я}}$$

2.29. Расход окислителя через пристеночные форсунки

$$G_{\text{о.пр}} = \frac{K_{\text{т.пр}}}{1 + K_{\text{т.пр}}} G_{\text{т.пр}}$$

2.30. Расход горючего через пристеночные форсунки

$$G_{\text{г.пр}} = G_{\text{т.пр}} - G_{\text{о.пр}}$$

2.31. Площадь критического сечения камеры сгорания

$$F_* = f_* G_{\text{т}}$$

2.32. Площадь выходного сечения сопла

$$F_{\text{о}} = f_{\text{о}} G_{\text{т}}$$

2.33. Площадь цилиндрической части камеры сгорания

$$F_{\text{к}} = F_{\text{к}} F_*$$

2.34. Диаметр критического сечения камеры сгорания

$$D_* = 2 \sqrt{\frac{F_*}{\pi}}$$

2.35. Диаметр выходного сечения сопла

$$D_{\text{о}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{о}}}{\pi}}$$

2.36. Диаметр цилиндрической части камеры сгорания

$$D_{\text{к}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{к}}}{\pi}}$$

Часть П. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕР СГОРАНИЯ ЖРД

Глава III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА ЖРД ЗАМКНУТОЙ СХЕМЫ

§ 3.1. Основные особенности ЖРД замкнутой схемы

Характерной особенностью ЖРД замкнутой схемы является то, что в них один или оба компонента топлива подаются в камеру сгорания в газовой фазе. То есть 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. Точные значения параметров генераторного газа могут быть определены только после подробного энергетического расчета системы подачи двигателя. Для проведения такого расчета 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 характеристики генераторного газа, используемого в двигателе.

На практике энергетический расчет двигателя производится в несколько этапов. Вначале выбирается 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 уровни КПД узлов включаются в технические условия на разработку двигателя.

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

В данной главе показано также, как определяются характеристики генераторного газа и каким образом на их базе производится предварительная оценка параметров ЖРД замкнутой схемы.

§ 3.2. Характеристики генераторного газа

В газогенераторах ЖРД замкнутой схемы используются те же компоненты топлива, что и в камере сгорания.

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 расчету свойств газа в камере сгорания. Результаты расчетов термодинамических свойств продуктов сгорания большого количества жидких топлив приводятся в работе [7]. Однако в этом справочнике отсутствуют данные, характеризующие свойства продуктов сгорания топлив при значениях коэффициента избытка окислителя α , существенно больших или меньших стехиометрического. А именно при этих значениях α достигаются приемлемые уровни температур генераторного газа.

С целью восполнения 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 приложениях 1, 2 и 3 в виде зависимостей температуры $T_{гг}$, газовой постоянной $R_{гг}$, показателя изохоры λ от весового соотношения компонентов топлива.

Для топлива водород – кислород рассчитаны характеристики генераторного газа с восстановительными свойствами ($\alpha < 1$), 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 ($R_{rr} \cdot T_{rr}$), в 5-7 раз превышающей работоспособность окислительного генераторного газа [1].

Для двигателей, 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 мощность турбины, несмотря на некоторые проигрыши 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.

§ 3.3. Определение основных параметров системы подачи *

3.2.1. Выбирается температура генераторного газа на номинальном режиме:

для окислительных газогенераторов

$$T_{rr} = 650 - 850 \text{ K};$$

для восстановительных газогенераторов

$$T_{rr} = 800 - 1000 \text{ K}.$$

3.2.2. Для принятого значения температуры T_{rr} по характеристике генераторного газа определяются:

весовое соотношение компонентов $\kappa_{,rr}$;

газовая постоянная R_{rr} ;

показатель изоэнтропы продуктов сгорания η .

* Методика подсчета мощности узлов ТНА составлена таким образом, что она оценивается во внесистемных единицах - лошадиных силах. В случае, если мощность должна быть определена в единицах "СИ", необходимо соответственно изменить расчетные формулы.

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

для окислительного газогенератора

$$G_{rr} = G_{orr} + G_{rgr} = G_{orr} + \frac{G_{orr}}{\kappa_{rgr}};$$

для восстановительного газогенератора

$$G_{rr} = G_{orr} + G_{rgr} = G_{orr} + \frac{G_{orr}}{\kappa_{rgr}}$$

3.2.4. Задаются несколькими значениями степени расширения газа в турбине π_r . Для двигателей замкнутых схем величина π_r обычно находится в пределах 1,1-2,0.

3.2.5. Для принятых значений π_r подсчитывается мощность турбины по формуле

$$N_r = \frac{G_{rr} \eta_r R_{rr} T_{rr}}{75} \frac{n}{n-1} \left(1 - \frac{1}{\pi_r^{\frac{n-1}{n}}} \right).$$

КПД турбин ТНА двигателей замкнутых схем равен 0,65-0,8. Двигатели с окислительными газогенераторами имеют более низкие КПД турбины, чем двигатели с восстановительными газогенераторами, что обусловлено необходимостью иметь большие величины зазоров между вращающимися и неподвижными элементами. Величины зазоров в элементах турбин, работающих на окислительном газе, подбираются таким образом, чтобы исключить возможность их взаимного касания при самых неблагоприятных условиях эксплуатации. Касание вращающихся деталей о неподвижные в среде окислительного газа высокой температуры может привести к возникновению интенсивного горения металла турбины.

3.2.6. Определяется мощности насосов для принятых значений степеней расширения в турбине π_r .

Мощность любого насоса подсчитывается по формуле

$$N_n = \frac{G_n \Delta p_n}{75 \eta_n \rho}$$

Здесь

- G_n - секундный расход жидкости через насос;
- Δp_n - перепад давления в насосе;
- ρ - плотность перекачиваемой жидкости;
- η_n - КПД насоса.

КПД основных насосов находятся в пределах 0,55-0,75.

КПД насосов высокого давления равны 0,3-0,5.

Перепад давления в насосе

$$\Delta p_H = p_{\text{вых н}} - p_{\text{вх н}}$$

где

$p_{\text{вых н}}$ - давление за насосом;

$p_{\text{вх н}}$ - давление на входе в насос.

Давление на входе в насос принимается равным 3-5 кг/см² (0,295-0,49 мн/м²). Оно создается за счет наддува топливных баков или использования специальных бустерных насосов (в последнем случае давление $p_{\text{вх н}}$ может быть более высоким).

Давление за насосом определяется как сумма давления в камере сгорания $p_c = \frac{p_{\text{св}}}{\sigma_c}$ и всех гидравлических сопротивлений на пути от насоса до камеры сгорания.

Например, для схемы, представленной на рис.1.5 :

$$p_{\text{о вых н}} = p_{\text{гг}} + \Delta p_{\text{о маг}} = \left(\frac{p_{\text{св}}}{\sigma_c} + \Delta p_{\text{газ маг}} \right) \pi + \Delta p_{\text{о маг}};$$

$$p_{\text{г вых н}} = \frac{p_{\text{св}}}{\sigma_c} + \Delta p_{\text{г маг}} + \Delta p_{\text{г к в}};$$

$$p_{\text{г вых н в а}} = p_{\text{гг}} + \Delta p_{\text{г маг в а}} = \left(\frac{p_{\text{св}}}{\sigma_c} + \Delta p_{\text{газ маг}} \right) \pi + \Delta p_{\text{г маг в а}}.$$

Здесь

$p_{\text{гг}}$ - давление в газогенераторе;

$\Delta p_{\text{газ маг}}$ - сопротивление магистрали подачи окислительного газа от турбины до камеры сгорания, включая перепад давления на газовых форсунках, обычно $\Delta p_{\text{газ маг}} = 8-15$ кг/см² (0,785-1,47 мн/м²).

$\Delta p_{\text{о маг}}$ - перепад давления на линии окислителя от насоса до газогенератора. Включает в себя сопротивления трубопроводов, клапана и форсунок газогенератора. Следует отметить, что сопротивление трубопроводов в значительной степени зависит от количества изгибов, т.е. от уровня местных сопротивлений, $\Delta p_{\text{о маг}} = 20-30$ кг/см² (1,96-2,94 мн/м²).

$\Delta p_{г\text{ маг}}$ — перепад давления по линии горячего на участке от насоса до входа в камеру сгорания. Включает в себя гидравлические сопротивления трубопроводов, настрочной дроссельной шайбы и клапана. В некоторых случаях в эту магистраль устанавливается регулятор для изменения соотношения компонентов по камере сгорания, $\Delta p_{г\text{ маг}} = 10\text{--}35 \text{ кг/см}^2$ ($0,98\text{--}3,44 \text{ мн/м}^2$).

$\Delta p_{г\text{ кс}}$ — гидравлическое сопротивление тракта охлаждения камеры сгорания и форсунок горячего, $\Delta p_{г\text{ кс}} = 50\text{--}80 \text{ кг/см}^2$ ($4,9\text{--}7,85 \text{ мн/м}^2$). Значение $\Delta p_{г\text{ кс}}$ уточняется после проведения расчета форсунок и системы охлаждения камеры сгорания.

$\Delta p_{г\text{ маг вв}}$ — гидравлическое сопротивление магистрали от насоса высокого давления (ВД) до газогенератора. Включает в себя сопротивления трубопроводов, клапана и форсунок газогенератора. Очень часто на этой линии устанавливается регулятор расхода для изменения режима работы двигателя по тяге, имеющий, как правило, большое гидравлическое сопротивление, $\Delta p_{г\text{ маг вв}} = 30\text{--}100 \text{ кг/см}^2$ ($2,94\text{--}9,8 \text{ мн/м}^2$).

Для схемы двигателя с восстановительным газогенератором, представленной на рис. 1.6 :

$$p_{г\text{ вых н}} = \left(\frac{p_{св}}{b_f} + \Delta p_{г\text{ газ маг}} \right) \pi_T + \Delta p_{г\text{ маг}} ;$$

$$p_{о\text{ вых н}} = \frac{p_{св}}{b_f} + \Delta p_{о\text{ маг}} ;$$

$$p_{о\text{ вых н вв}} = \left(\frac{p_{св}}{b_f} + \Delta p_{г\text{ газ маг}} \right) \pi_T + \Delta p_{о\text{ маг вв}} .$$

Здесь

$\Delta p_{г\text{ газ маг}}$ — сопротивление магистрали подачи восстановительного газа от турбины до камеры сгорания, включая перепад давления на газовых форсунках, $\Delta p_{г\text{ газ маг}} = 8\text{--}15 \text{ кг/см}^2$ ($0,785\text{--}1,47 \text{ мн/м}^2$).

$\Delta p_{г\text{ маг}}$ — перепад давления по линии горячего на участке от насоса до газогенератора. Включает в себя гидравлические сопротивления трубопроводов, клапана и фор-

сунок газогенератора, $\Delta p_{r \text{ мар}} = 20-30 \text{ кг/см}^2$ ($1,96-2,94 \text{ Мн/м}^2$). Перепад давления по генераторной линии горячего (включая турбину и газовую магистраль) превышает величину сопротивления тракта охлаждения камеры сгорания, поэтому в проектном расчете системы подачи нет необходимости задаваться этим параметром.

$\Delta p_{o \text{ мар}}$ — перепад давления по линии окислителя на участке от насоса до камеры сгорания. Включает в себя гидравлические сопротивления трубопроводов, клапана и форсунок окислителя, $\Delta p_{o \text{ мар}} = 15-30 \text{ кг/см}^2$ ($1,47-2,94 \text{ Мн/м}^2$).

$\Delta p_{r \text{ мар вА}}$ — гидравлическое сопротивление магистрали от насоса ВД до газогенератора. Включает в себя сопротивления трубопроводов, клапана, форсунок газогенератора, а также регуляторов, служащих для изменения режима работы по тяге и соотношению расходов компонентов, $\Delta p_{o \text{ мар вА}} = 50-120 \text{ кг/см}^2$ ($4,9-11,8 \text{ Мн/м}^2$).

Изменение соотношения расходов компонентов может быть достигнуто также путем рассогласования работы турбин ТНА окислителя и горячего.

Для двигателей с дожиганием генераторного газа, имеющих систему подачи, отличающуюся от приведенных на рис. 1.5 и 1.6, может быть составлена аналогичная схема расчета.

3.2.7. Определяется расчетное значение степени расширения газа в турбине. Для этой цели по данным, полученным в п. 3.2.5 и 3.2.6, строятся кривые зависимости потребной $[N_{т} = f(\pi_{т})]$ и расходуемой $[N_{т} = f(\pi_{т})]$ мощности от степени расширения в турбине. Пересечение их дает значение $\pi_{т \text{ расч}}$, при котором обеспечивается работа двигателя замкнутой схемы (рис. 3.1).

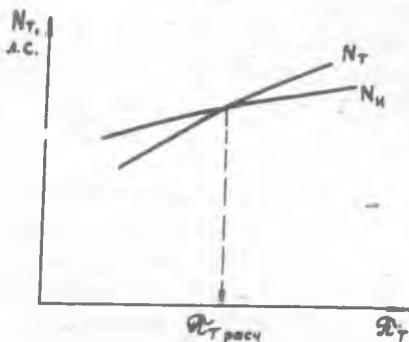
3.2.8. По полученному в пункте 3.2.7 значению $\pi_{т \text{ расч}}$ подсчитываются все основные параметры, характеризующие работу системы подачи (см. п. 3.2.5, 3.2.6):

$$N_{т}, p_{гг}; p_{o \text{ ввн н}}, p_{o \text{ ввн вА}}, p_{o \text{ ввн н}}, p_{o \text{ ввн вА}}, N_{г}$$

3.2.9. Определяются температура и давление газов за турбиной

$$T_{\text{вых т}} = T_{\text{гр}} - \Delta T_{\text{т}},$$

где $\Delta T_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{A G_{\text{гр}}}$, $A = \frac{1}{75} \frac{\pi}{n-1} R_{\text{гр}}$, $p_{\text{вых т}} = \frac{p_{\text{гр}}}{\pi_{\text{т расч}}}$.



Параметры газа за турбиной используются для расчета газовых форсунок камеры сгорания. Величина давления перед форсунками определяется как разность давления на выходе из турбины и сопротивления газоподводящей магистрали.

Р и с. 3.1. К определению расчетной степени расширения газа в турбине ТНА

Глава IV. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

§ 4.1. Общий порядок проектирования

При проектировании и расчете системы смесеобразования камеры ЖРД целесообразно придерживаться следующего общего порядка [4].

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 миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 схему расположения форсунок (можно половину, 1/3 или 1/6 часть) на головке камеры данного диаметра $D_c = D_{\text{гол}}$ (определение D_c см. в

главе II) и, очерчивая вокруг оси каждой форсунки ее примерный габаритный диаметр d_f , определить количество форсунок горючего n_r и окислителя n_o . При этом величину d_k можно несколько увеличить или уменьшить.

5. Определить секундные весовые расходы компонентов через ядерные форсунки $G_{o, ф. я}$ и $G_{r, ф. я}$ в зависимости от их количества n_o , и n_r и общего секундного расхода компонентов через них.

Если тип головки не предусматривает установку ядерных и пристеночных форсунок, то определяются расходы двух типичных форсунок "О" и "Г" (по линиям окислителя и горючего).

6. Вычертить в масштабе 10:1 поперечные и продольные разрезы двух ядерных форсунок "О" и "Г", ориентируясь при назначении проходных сечений и других размеров на существующие нормы и рекомендации по их проектированию (или на существующие прототипы).

7. Определить путем упрощенного расчета для вычерченных ядерных форсунок и данных G_f потребный перепад давлений Δp_f . Если он окажется намного меньше или больше обычно рекомендуемого диапазона величины Δp_f , то необходимо соответственно изменить проходные сечения ядерных форсунок. Если при условии невыхода за пределы рекомендованных норм это окажется невозможным, то необходимо изменить тип форсунки 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 в гл. II оптимального соотношения компонентов $K_g = K_{голова}$ для каждого характерного смесительного элемента головки.

§ 4.2. 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.Доб-

* Далее индекс I при K будет опускаться.

ровольского [2], в гл. XIII учебника Т.М. Мелькумова и др. [8], в гл. УИ и УШ учебника М.И. Шевелюка [4] и в гл. УШ учебника В.М. Кудрявцева и др. [3].

Здесь даны лишь некоторые методические рекомендации по выполнению курсовой или дипломной работы в более сжатые сроки.

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 фирмы, от накопленного разработчиками опыта создания двигателя-прототипа.

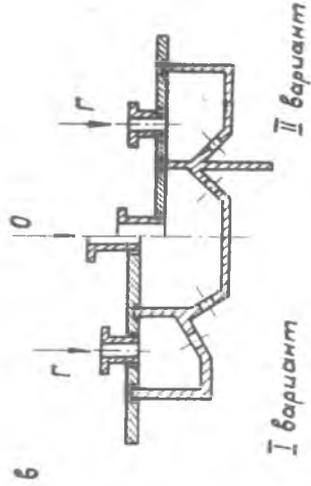
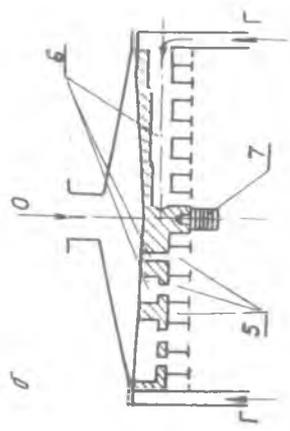
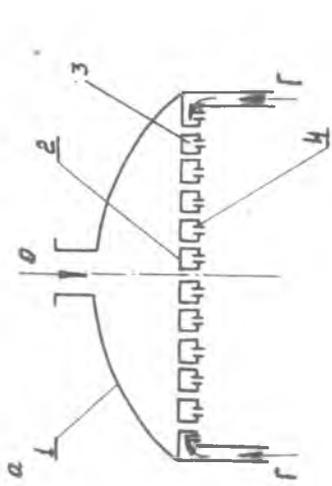
При выполнении проектных расчетов выбор головки и схемы расположения форсунок должен быть согласован с консультантом курсового или дипломного проектирования.

Принципиально различными по конструкции являются головки двигателей, работающих по открытой и замкнутой схемам. В первом случае по агрегатному состоянию топлива головки являются жидкофазными, во втором - жидкогазофазными.

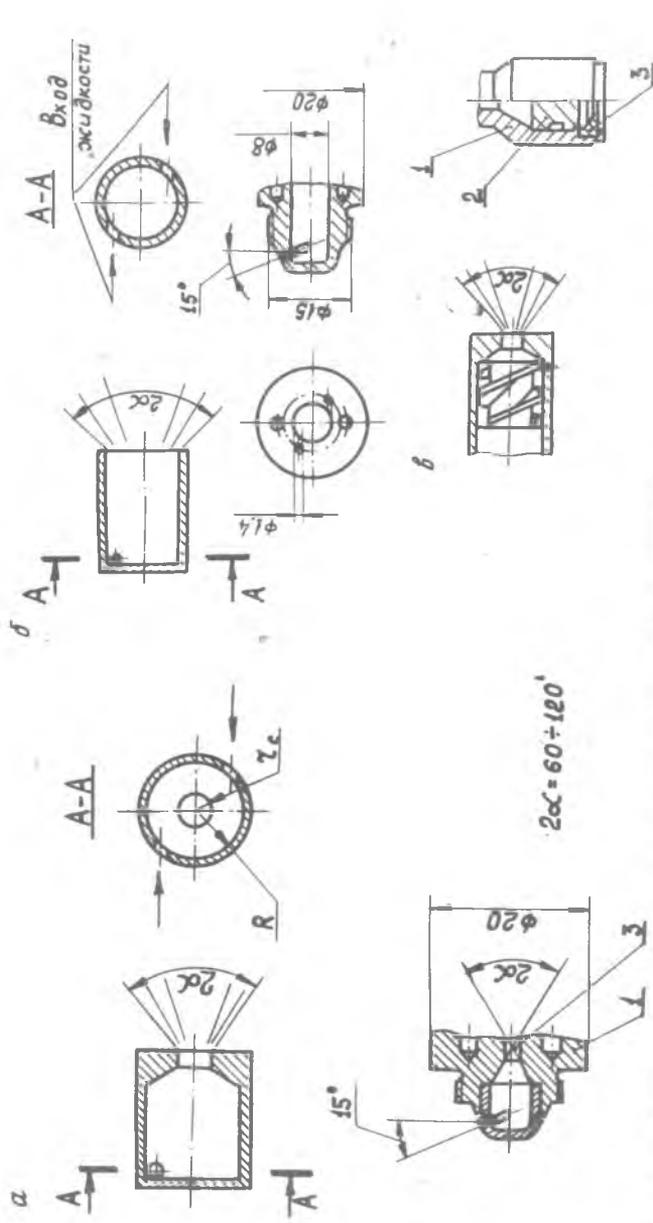
Несколько типичных конструктивных схем жидкофазных головок представлено на рис. 4.1 [2]. На жидкофазных головках используются форсунки центробежного типа (рис. 4.2), двухкомпонентные центробежные форсунки (рис. 4.3), струйные форсунки (рис. 4.4), форсунки с пересекающимися струями (рис. 4.5), двухкомпонентные соосные струйные форсунки (рис. 4.6). Пример комбинации форсунок различного типа на форкамере, устанавливаемой на сферической головке, приведен на рис. 4.7.

Возможные конструктивные схемы жидкогазофазных головок приведены на рис. 4.8, 4.9 и 4.10 [8]. На рис. 4.8 представлены две простейшие схемы организации смешения газообразного компонента с жидким. Газ выходит из турбины ТНА непосредственно в камеру сгорания, а жидкий компонент вырывается в газовый поток через отверстия в стенках полостей, заполненных жидкостями. Изображенные на рис. 4.8б две различные жидкостные полости по линиям "О" и "Г" соответствуют схеме двигателя, в которой один из компонентов газифицируется частично.

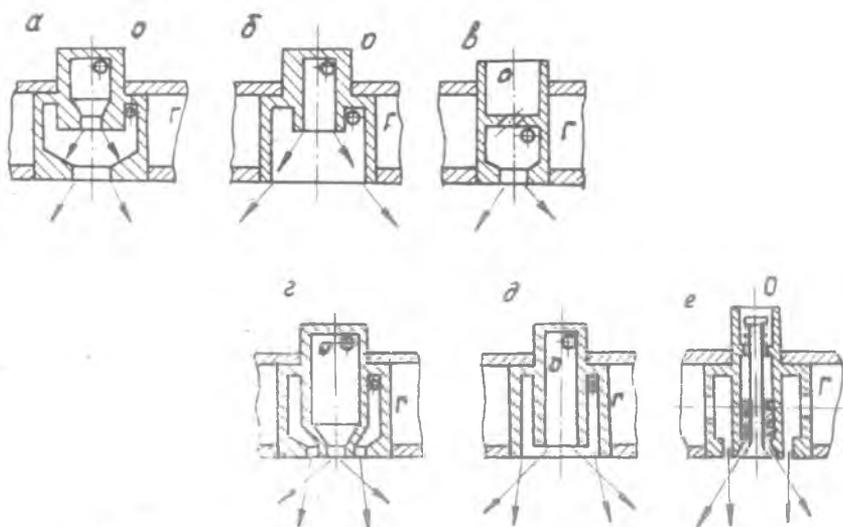
На рис. 4.9 изображены три схемы, аналогичные по принципу смешения, но отличающиеся тем, что газообразный компонент до входа в камеру сгорания распределяется равномерно по всему сечению камеры, после чего осуществляется впрыск жидкого компонента через отверстия смесителя той или иной формы. По сравнению со схемами, приведенными на рис. 4.8, преимущество этих трех схем заключается в более



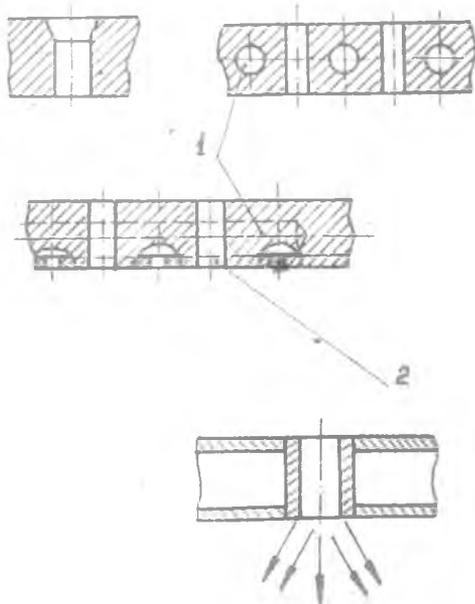
Р и с. 4. I. Схемы шихтофазных головок ДРД:
 а - плоская головка с двойным дном; б - плоская головка со сверлениями; в - плоская головка с пересекающимися струями "0" и "Г";
 1 - верхнее дноще; 2 - среднее дноще; 3 - полость охладителя; 4 - нижнее дноще; 5 - кольцевые коллекторы; 6 - сверления; 7 - за- пальник



Р и с. 4.2. Схемы и примеры выполнения центробежных форсунок: а - тангенциальная закрытая; б - тангенциальная открытая; в - с шнековым завихрителем; 1 - корпус; 2 - шнек; 3 - сопл



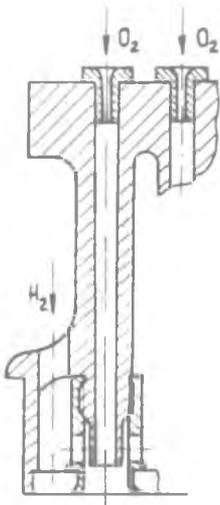
Р и с. 4.3. Схемы двухкомпонентных форсунок: а, б, в - с внутренним смещением (закрытого и открытого типа); г, д, е - с внешним смещением (закрытого, открытого и щелевого типа)



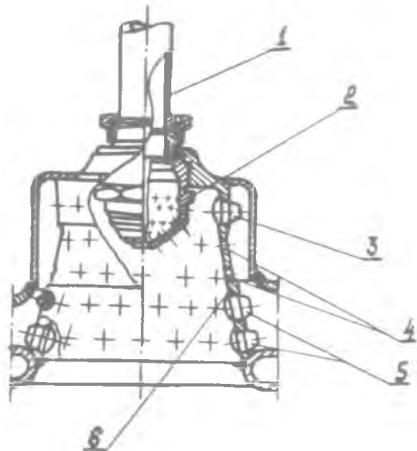
Р и с. 4.4. Схемы выполнения струйных форсунок: 1 - сверления для подвода компонентов; 2 - круглый либо кольцевой канал



Р и с. 4.5. Схемы форсунок с пересекающимися струями:
 а - пересечение струи одного компонента; б - пересечение нескольких струи двух компонентов

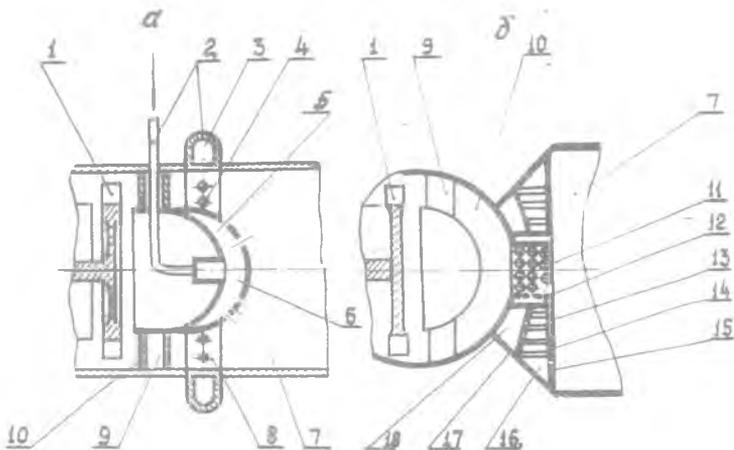


Р и с. 4.6. Пример выполнения двухкомпонентной боковой форсунки



Р и с. 4.7. Пример выполнения форкамеры, устанавливаемой на сферической головке:
 1 - труба подвода "O"; 2 - центральные струйные форсунки "O"; 3 - верхний ряд центробежных форсунок "Г"; 4 - боковые струйные форсунки "Г"; 5 - комбинированные струйные и центробежные форсунки; 6 - внутренняя оболочка

равномерном распределении по сечению камеры как газообразного, так и жидкого компонента. В схеме смешительного устройства, представленного на рис. 4.9,б и особенно на рис.4.9,в, 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 отпа-



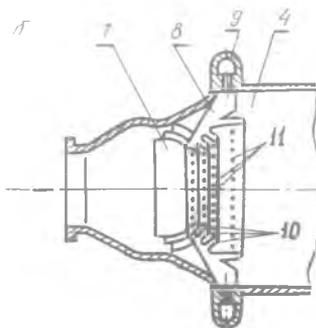
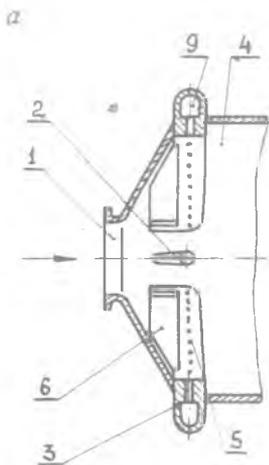
Р и с. 4.8. Жидкогазофазные головки с открытой газовой полостью:
 а - с кольцевым подводом газа; б - с центральным подводом; 1 - турбина ТНА; 2 - подвод жидкого компонента; 3 - кольцо головки; 4,5 - форсунки; 6 - двухстенное днище; 7 - камера сгорания; 8 - газовая полость; 9 - спрямляющая решетка; 10 - кольцевой канал; 11 - цилиндрический смеситель; 12,13,14 - форсунки; 15 - внутренняя стенка; 16,18 - полости жидких компонентов; 17 - средняя стенка

дает необходимость в постановке между газовой полостью головки и форсуночным днищем спрямляющей решетки.

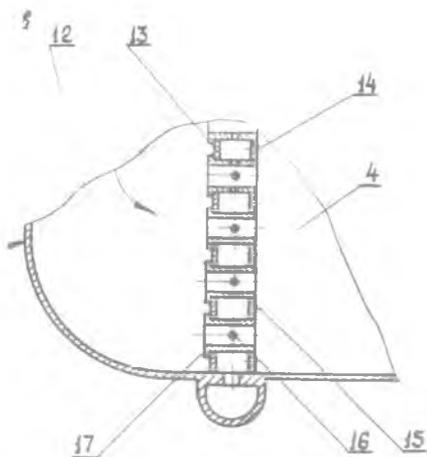
Недостатком схемы смесительного устройства (рис.4.9 а) с радиальным расположением смесителей является трудность обеспечения равномерной раздачи топлива по всему сечению головки, особенно в периферийной ее части.

В решетчатом типе смесителя, схема которого представлена на рис. 4.9 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. 4.9, в, представляет собой перфорированное двухстенное днище 13 и 15, в наружных и внутренних от-

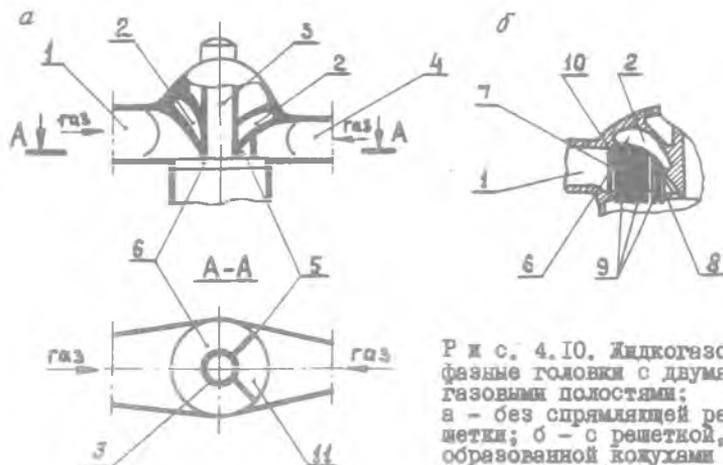


Р и с. 4.9. Жидкогазофазные головки со смесителями: а-радиальными; б-решетчатыми; в-в виде перфорированного дна; 1-подвод газа от турбины ТНА; 2-ребра; 3-кольцо головки; 4-камера сгорания; 5-форсунки радиальных смесителей; 6-радиальные смесители; 7-кольцевые ребра; 8-радиальные стойки; 9-коллектор жидкого 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



располагаются в один или несколько рядов струйные форсунки 16, впрыскивающие жидкий компонент в радиальном или тангенциальном направлении относительно оси втулки 17. Цилиндрические смесительные элементы, подобно форсункам, могут располагаться на дне равномерно - по concentрическим окружностям или в шахматном порядке. Возможна установка дополнительных струйных или центробежных форсунок 14 на внутренней стенке дна.

На рис. 4.10 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.



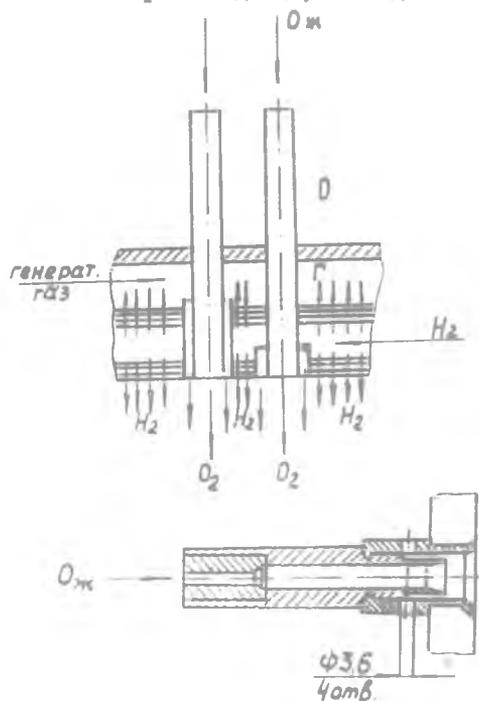
Р и с. 4.10. Жидкогазо-
фазные головки с двумя
газовыми полостями;
а - без спрямляющей ре-
шетки; б - с решеткой,
образованной кожухами
гребенков; 1,4 - газова-

ды; 2 - жидкостная полость; 3 - окна для воспламенителя;
5 - разделяющая перегородка; 6, II - форсуночное днище;
7 - кожухи гребенков форсунок, образующие решетку; 8 - вы-
рез в днище; 9 - удлиненные форсунки; 10 - задняя стенка
жидкостной полости

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, чтобы, не ухудшая экономичности двигателя, обеспечить и необходимое охлаждение этих перегородок, например, путем установки дополнительных форсунок горячего, образующих топливную завесу на перегородках. Перегородки могут быть образованы, например, и отдельными гребенками форсунок - трубок, выступающими внутрь камеры на глубину 50 мм и более. В качестве форсунок для газообразного компонента могут использоваться как центробежные, так и струйные форсунки (обычно применяются струйные) [8].

Пример выполнения двухкомпонентной соосной струйной форсунки двигателя замкнутой схемы (КАМП, США) приведен на рис.4.11. На этом рисунке показано, что 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.



Р и с. 4.11. Схема и пример выполнения двухкомпонентной соосной форсунки двигателя замкнутой схемы КАМП

Газофазные форсуночные головки камер двигателей с дожигом 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 жидкофазных головок, в частности, по компоновке камеры и ТНА, по конструкции газопроводов, газовых полостей головки и системы ее охлаждения. Основные отличия связаны с конструкцией смесительных элементов. Возможно применение смесительных элементов радиального типа, решетчатых или цилиндрических, подобных приведенным на рис.4.9 и 4.10.

Рассмотрим основные схемы размещения форсунок. В двигателях, работающих на од-

нокомпонентных форсунках, для обеспечения хорошего смешения необходимо равномерное чередование форсунок "Г" и "О". Поэтому можно выделить следующие основные схемы расположения форсунок "Г" и "О" на головке двигателя: шахматное, сотовое и концентричное. Двухкомпонентные форсунки могут быть размещены по любой схеме.

Для предотвращения возникновения колебаний давления газа в ка-

мере сгорания как одно-, так и двухкомпонентные форсунки иногда размещают в порядке, представляющем собой различные комбинации 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 либо горючим, либо окислителем. Обычно создают пристеночный слой, обогащенный горючим. Для этого на головке либо устанавливается специальный концентричный периферийный пояс форсунок 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 подбирается 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 утонения 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. 4.12 приведены три характерные схемы расположения однокомпонентных форсунок.

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

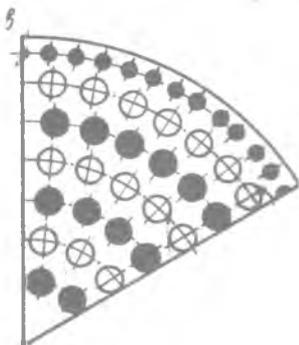
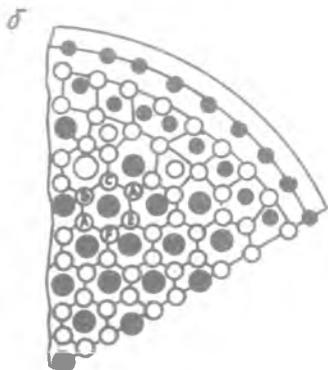
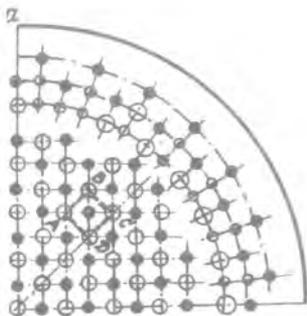
Наименьшее расстояние между осями центробежных форсунок в головке определяется диаметральной габаритом самой форсунки D_f , а также необходимостью сохранения прочности головки, ослабляемой сверлениями под форсунки, и находится в пределах [2]:

$$H = 12 - 30 \text{ мм.} \quad (4.1)$$

На таких же расстояниях размещаются и струйные форсунки.

Чем большее число форсунок устанавливается на головку камеры сгорания, тем качественнее распыл компонентов топлива, поэтому в двигателях средней и большой тяги число форсунок достигает нескольких сотен [4].

В расчетах первого приближения можно считать, что шаг между центробежными форсунками H пропорционален корню квадратному из



Р и с. 4.12. Схемы расположения однокомпонентных форсунок на головке:
 а - шахматное; б - сотовое; в - концентричное;
 ○ - форсунка "0"; ● - форсунка "Г"; ⊙ - форсунка "0" меньшего расхода

диаметра плоской головки камеры сгорания, $D_{гол}$, т.е.

$$N \approx \sqrt{D_{гол}} \quad (4.2)$$

В случае цилиндрической камеры сгорания $D_{гол}$ равен диаметру камеры сгорания D_k .

Практически число форсунок ограничивается по конструктивным и другим соображениям и, в частности, из-за необходимости иметь не слишком малые проходные сечения тангенциального канала в каждой форсунке $d_{ф мин} \geq 0,5 \text{ мм}$.

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 нестойкости.

Размеры тангенциальных, а также радиальных каналов форсунок [8] обычно находятся в пределах

$$d_{ф} = 0,5 \div 2,5 \text{ мм} \quad (4.3)$$

В существующих азотнокислотных двигателях на I т тяги приходится около 20-30 форсунок.

На плоской головке камеры значительных размеров [4] однокомпонентные центробежные форсунки при шаге между ними $H = 15-20$ мм имеют отношение

$$\frac{D_{\phi}}{H} \approx 0,75, \quad (4.4)$$

из которого определяется внешний диаметр форсунки D_{ϕ} . Форсунки весьма малых размеров не применяют из-за технологических трудностей.

Примерное количество всех форсунок n , которое можно разместить на данной головке камеры сгорания $D_{\text{гол}}$, определяют при прочерчивании и геометрических расчетах принятой схемы расположения форсунок и расстояния между их осями H , выбранного в соответствии с рекомендациями [1] и [2]. Вычерчивать схему удобнее на миллиметровой бумаге, как это было указано в § 4.1, п. 7.

Минимальное расстояние между форсунками определяется из соотношения

$$\Delta_{\phi} = H - D_{\phi}. \quad (4.5)$$

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

Минимальное расстояние между крайними пристеночными форсунками и стенкой камеры сгорания $\Delta_{\text{пр}}$ также можно принять равным величине Δ_{ϕ} : $\Delta_{\text{пр}} = \Delta_{\phi}$.

При концентричном расположении форсунок и при условии примерного одинакового шага между форсунками в окружном и радиальном направлении $H_{\text{т}} = H_{\text{р}}$ число форсунок n на головке можно определить и 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. 4.12, в).

Зная в первом приближении число форсунок в ядре головки n_0 и

секундные расходы горячего $G_{гг}$ и окислителя $G_{ог}$ в ядро головки (по данным гл. II), можно определить расходы этих компонентов через одну форсунку "0" и "Г":

$$G_{гг} = \frac{G_{ог}}{\rho_{ог}} \quad \text{и} \quad G_{ог} = \frac{G_{гг}}{\rho_{гг}} \quad (4.6)$$

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

По данным [2], расходы компонентов через двухкомпонентную форсунку могут доходить до значений $G_{ф} = 2,5-3 \text{ г/с}$.

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

$$\Delta D_{ф \text{ min}} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ см}^2 \quad (2,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2)$$

Обычный диапазон перепадов давлений в форсунках по данным [2] составляет около

$$\Delta D = 3-15 \cdot 10^{-2} \text{ см}^2 \quad (3,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2) \quad (4.7)$$

Для того, чтобы завершить предварительный выбор схемы расположения форсунок, необходимо произвести еще и упрощенный гидравлический расчет ядерных форсунок "Г" и "0" с целью выяснения вопроса: удастся ли сконструировать ядерную форсунку по соответствующим нормам, не выходя за рекомендованный диапазон перепада давлений (4.7).

Упрощенный гидравлический расчет ядерной центробежной форсунки [2], [4] целесообразно производить в следующем порядке (рис. 4.13).

1. Определяют диаметр камеры закручивания форсунки $D_{з}$ по размеру D , известному из уравнений (4.1), (4.2) и (4.4):

$$D_{з} \approx D - 3,4 \cdot r \quad (4.8)$$

2. Задаются числом входных тангенциальных отверстий в пределах [8]:

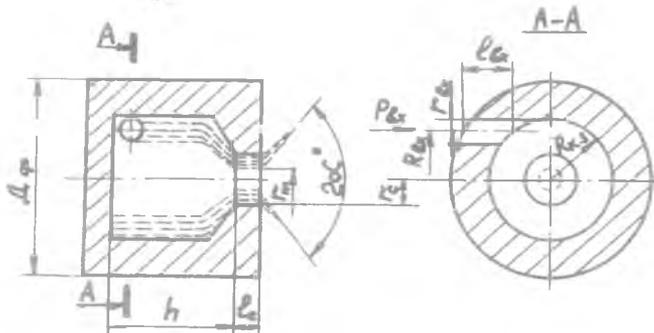
$$z = 2-6$$

3. Зная величины $D_{з}$, $D_{з}$, r , а также диаметр входного тангенциального отверстия $c_{з} = c_{ф}$, по рекомендациям (4.3) вычерчивают поперечный разрез форсунки в масштабе 10:1.

Число тангенциальных отверстий z и их размер $c_{з}$ необходимо увязать между собой таким образом, чтобы не было перекрытия соседних тангенциальных отверстий.

4. Замеряют на чертеже длину входного тангенциального отверстия $l_{вх}$ (рис.4.13) и определяют отношение $l_{вх}/d_c$. Это отношение должно быть в пределах: $l_{вх}/d_c = 15-30$.

Если полученное значение $l_{вх}/d_c$ выходит за указанный предел, необходимо скорректировать соответствующим образом величины d_c , r или $d_{к3}$.



Р и с. 4.13. Основные геометрические размеры однокомпонентной центробежной форсунки

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

$$R_{вх} = R_{к3} - r_{вх} \quad (4.9)$$

6. Определяют величину выходного диаметра сопла форсунки d_c . Для форсунки открытого типа $d_c = d_{к3}$; для форсунки закрытого типа $d_c < d_{к3}$. Чтобы улучшить качества распыла жидкости, рекомендуется форсунку выполнять закрытого типа, но иногда это неприемлемо по технологическим соображениям, в этом случае применяют форсунку открытого типа.

В общем случае отношение $R_{вх}/r$ должно быть в пределах

$$1 \leq \frac{R_{вх}}{r} \leq 25$$

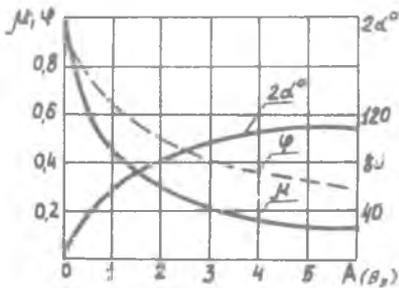
7. Вычерчивают продольный разрез форсунки в масштабе 10:1. Недостающие размеры определяют из соотношений:

$$l_c = (0,25 \div 1,0) d_c \quad ; \quad h \geq R_{вх}$$

8. Для выбранных таким образом размеров ядерных форсунок "О" и "Г" рассчитывают значения их геометрических характеристик:

$$A = \frac{R_{\text{г}} \cdot r}{L \sqrt{\beta_1}} \quad (4.10)$$

9. По графику, представленному на рис. 4.14 [2], в зависимости от значений A определяют соответствующие значения коэффициента расхода μ для ядерной форсунки "О" и "Г".



Р и с. 4.14. Изменение μ , φ , $2\alpha^\circ$ в зависимости от геометрической характеристики A

10. Зная из соотношения (4.6) секундные расходы горючего и окислителя, определяют потребный перепад давлений на форсунках "О" и "Г" (по уравнению расхода):

$$\Delta p_{\text{ф}} = \frac{G_{\text{г}}^2}{\mu^2 F_c^2 2g\gamma} \quad (4.11)$$

где μ берется по п.9, значение $F_c = \frac{\pi d_c^2}{4}$, а γ — величина удельного веса ($\gamma = \rho g$) компонента перед форсункой.

Если полученные значения $\Delta p_{\text{ф}}$ выходят за пределы рекомендованного диапазона (4.7), то геометрические размеры форсунок, назначенные в первом приближении, необходимо изменить в соответствующем направлении, в основном путем изменения величин $r_{\text{г}}$, L .

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 $\Delta p_{\text{ф}}$, могут применяться и другие параметры форсунок. Например, угол распыла компонентов α° в зависимости от условий работы выбирает в пределах [2]: $2\alpha^\circ = 30 - 120^\circ$. Значения угла $2\alpha^\circ$ определяются по рис.4.14.

Указанный порядок расчета приемлем и для проведения упрощенного гидравлического расчета двухкомпонентных центробежных форсунок с внешним или внутренним (эмульсионным) смещением при предварительном выборе их типа и схемы расположения. При этом внешний и внут-

решений контур форсунок рассчитываются независимо друг от друга.

При назначении наружного диаметра внутреннего контура форсунки D_{ϕ}^I можно в I-м приближении пользоваться соотношением

$$D_{\phi}^I \leq D_{\kappa 3}^I - 2d_{6\kappa}^I \quad (4.12)$$

где $D_{\kappa 3}^I$ и $d_{6\kappa}^I$ — диаметры камеры закручивания и входного тангенциального отверстия I-го (наружного) контура форсунки (см. рис. 4.3 и 4.18).

Аналогичным образом следует обеспечивать зазор и в выходном сечении сопла форсунки между внутренним диаметром сопла I-го контура d_c^I и наружным диаметром сопла II-го контура d_n^I :

$$d_n^I \leq d_c^I - 2d_{6\kappa}^I \quad (4.13)$$

В случае выполнения I-го и II-го контура открытого типа (рис. 3 А) соотношение (4.13) совпадает по своему геометрическому смыслу с соотношением (4.12). Соотношение углов конуса распыла κ_1/κ_2 корректируется в последующем (§ 4.3. В).

Упрощенный гидравлический расчет струйных жидкостных форсунок можно проводить в следующем порядке [4]:

1. В зависимости от общих размеров камеры двигателя назначают диаметры выходных отверстий струйных форсунок (сопла) в пределах $d_{\phi} = 0,8 - 2,5 \text{ мм}$, 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 "Г" и окислителя "О":

$$F_{\Sigma} = n \frac{\pi d_{\phi}^2}{4} [\text{м}^2] \quad (4.14)$$

3. Рассчитывают по уравнению расхода жидкости через отверстие потребный осредненный перепад давлений Δp_{ϕ} на всех форсунках "О" и "Г":

$$\Delta p_{\phi} = \frac{G_{\text{рас}}^2}{\mu^2 F_{\Sigma}^2 2g\Gamma} \quad (4.15)$$

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

$$\mu = 0,7 - 0,75 \text{ для}$$

$$\mu = 0,75 - 0,85 \text{ для}$$

$$l_{\phi}/d_{\phi} = 0,8 - 2,0;$$

$$r_{\phi}/d_{\phi} = 2 - 3.$$

При значениях $l_{\varphi}/d_{\varphi} = 0,5-1,0$ и острой кромке $\mu = 0,6-0,65$.

4. Если полученное значение Δp_{φ} выходит за рекомендованный диапазон (4.7), то необходимо изменить взятые в первом приближении n, d_{φ} , схему расположения форсунок или габаритный диаметр головки камеры сгорания $D_{\text{гор}}$.

Упрощенный гидравлический расчет струйных газовых форсунок (для замкнутых схем ЖРД) следует проводить по формуле

$$F_{\varphi} = \frac{G_{\varphi}}{\mu \gamma_{\text{гв}} \left(\frac{p_{\text{св}}}{p_{\text{гв}}}\right)^{\frac{1}{n}} \sqrt{2g \frac{n}{n-1} R T_{\text{гв}} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{св}}}{p_{\text{гв}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]}}, \quad (4.16)$$

из которой определяются необходимые проходные сечения газовых каналов по заданному значению расхода G_{φ} .

Значения остальных параметров, входящих в уравнение (4.16), определяются следующим образом.

Давление на входе в форсунки

$$p_{\text{гв}} = \frac{p_{\text{св}}}{G_{\varphi}} + \Delta p_{\varphi}, \quad (4.17)$$

где Δp_{φ} назначается в соответствии с рекомендацией (4.7).

Значения $p_{\text{св}}$, $T_{\text{гв}}$, газовой постоянной R и показателя политропы расширения при истечении газа из форсунки n берутся из главы II. Величина удельного веса $\gamma_{\text{гв}}$ подсчитывается по уравнению состояния газа

$$\gamma_{\text{гв}} = \frac{p_{\text{гв}}}{R T_{\text{гв}}} \quad (4.18)$$

§ 4.3. Проверочные гидравлические расчеты форсунок

А. Проверка расходов компонентов через форсунки

В общем случае предположим, что выбранная схема расположения форсунок имеет 2 зоны: ядерную и пристеночную. Из этой схемы расположения известно количество форсунок в ядре n_j и $n_{\text{пр}}$, а также в пристенке $n_{\text{пр}}$ и $n_{\text{пр}}$.

Обозначая расход через одну ядерную форсунку G_{φ_j} , через одну пристеночную форсунку $G_{\varphi_{\text{пр}}}$, определим расходы:

горючего в пристенке

$$\bar{G}_{г\text{пр}} = \frac{G_{г\text{пр}}}{n_{г\text{пр}}} \quad (4.19)$$

окислителя в пристенке

$$\bar{G}_{о\text{пр}} = \frac{G_{о\text{пр}}}{n_{о\text{пр}}} \quad (4.20)$$

горючего в ядре

$$\bar{G}_{г\text{я}} = \frac{G_{г\text{я}}}{n_{г\text{я}}} \quad (4.21)$$

окислителя в ядре

$$\bar{G}_{о\text{я}} = \frac{G_{о\text{я}}}{n_{о\text{я}}} \quad (4.22)$$

Здесь абсолютные значения расходов $G_{г\text{пр}}$, $G_{о\text{пр}}$, $G_{г\text{я}}$, $G_{о\text{я}}$ находятся из соответствующих относительных значений этих расходов $\bar{G}_{о\text{я}}$, $\bar{G}_{г\text{я}}$, $\bar{G}_{о\text{пр}}$, $\bar{G}_{г\text{пр}}$, определенных в главе II путем умножения их на значение абсолютного расхода $G_{г\text{пол}} = G_{\tau}$, например,

$$G_{г\text{пр}} = \bar{G}_{г\text{пр}} G_{\tau}$$

(значение $G_{г\text{пол}} = G_{\tau}$ было определено в гл. II, в пункте 2.22).

Б. Проверка соответствия соотношения компонентов топлива в элементарных смесительных элементах форсуночной головки $K_{см\text{эл}}$ величине $K_{г\text{пол}}$

В зависимости от типа головки в ней можно выделить те или иные характерные смесительные элементы (зоны), для которых необходимо проверить степень соответствия $K_{см\text{эл}}$ выбранным значениям $K_{г\text{пол}} = K$. При шахматном и сотовом расположении центробежных форсунок такие характерные зоны указаны: на рис. 4.12 а - зона ABCD, на рис. 4.12 б - зона ABCDE. В этих зонах одна форсунка "Г" окружена соответственно четырьмя и шестью форсунками окислителя. Из рис. 4.12, а видно, что полный расход топлива, приходящийся на площадь зоны ABCD, складывается из полного расхода форсунки "Г" и четвертой части каждой форсунки "О", т.е. на полный расход форсунки "Г" приходится полный расход одной форсунки "О". Из рис. 4.12, 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

$$\frac{G_{\text{офв}}}{G_{\text{гфв}}} = K_{\text{гол}} \quad (4.23)$$

а при сотовом расположении -

$$\frac{G_{\text{офв}}}{G_{\text{гфв}}} = \frac{K_{\text{гол}}}{2} \quad (4.24)$$

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, равнялось

$K_{\text{гол}}$, т.е.

$$\frac{G_{\text{контуров}}}{G_{\text{контуров}}} = K_{\text{гол}} \quad (4.25)$$

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 (4.23) или (4.24). Кроме того, смесительные элементы в переходном участке оказываются, как правило, неодинаковыми. Все это приводит к необходимости вводить в переходный участок несколько различных по расходу типов форсунок "О" и "Г" или допускать некоторые отклонения $K_{\text{см.эл}}$ (до 30%) от оптимального значения $K_{\text{гол}}$, что сопряжено, конечно, с дополнительными потерями в удельном импульсе.

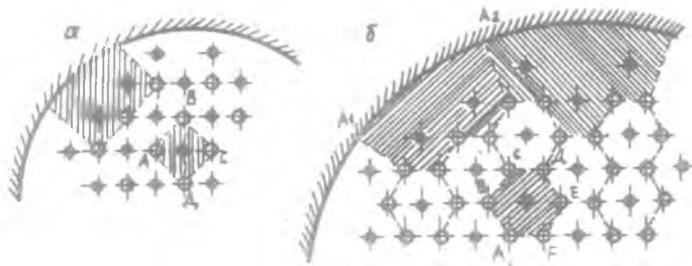
При ориентировочных расчетах значений $K_{\text{см.эл}}$ для смесительных элементов неправильных геометрических форм можно пользоваться графическим (геометрическим) методом [2]. Согласно этому методу, вся площадь головки разбивается на зоны, образующие смесительные элементы; за границы зон обычно принимаются линии, соединяющие центры форсунок окислителя (рис. 4.15). Для каждой из зон определяется число приходящихся на нее форсунок "О" - n_o и "Г" - n_g . Если часть форсунок находится на границе участков, то число n_o и

n_r может быть и дробным, так как в этом случае на выделенный участок от данной форсунки попадает только часть компонента.

Значения $K_{см\ эл}$ для каждой из выделенных зон в переходных и пристеночных участках определяется по формуле

$$K_{см\ эл} = \frac{n_o \sigma_{o\ p}}{n_r \sigma_{r\ p}} \quad (4.26)$$

где $\sigma_{o\ p}$ и $\sigma_{r\ p}$ – расходы через одну форсунку окислителя и горючего, относящиеся к данному смесительному элементу.



Р и с. 4.15. К определению местных K геометрическим методом

В качестве примера найдем значение $K_{см\ эл}$ для смесительного элемента ABCD (рис. 4.15, а).

На зону, занимаемую этим смесительным элементом, каждая из форсунок окислителя подает 1/4 часть расхода $\sigma_{o\ p}$. Поэтому число форсунок окислителя n_o , приходящихся на эту зону, будет равно $1/4 \cdot 4 = 1$ форсунке "0". Число форсунок горючего, подающих горючее в эту зону, $n_r = 1$. Поэтому

$$K_{см\ эл} = \frac{1 \sigma_{o\ p}}{1 \sigma_{r\ p}}$$

Значение $K_{см\ эл}$ в зоне ABCDEF (рис. 4.15, б) составляет

$$K_{см\ эл} = \frac{\frac{1}{3} 6 \sigma_{o\ p}}{1 \sigma_{r\ p}}$$

в пристеночной зоне A_1, A_2

откуда $n_o = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} + \frac{2}{3} + \frac{1}{3} + \frac{1}{3} = 2, \quad n_r = 2,$

$$K_{см\ эл} = K_{np} = \frac{2 \sigma_{o\ p}}{2 \sigma_{r\ p}}$$

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 скорректировать параметры форсунок таким образом, чтобы пучки капель "О" и "Г" двигались параллельно оси камеры [3].

В. Поверочный расчет центробежной форсунки

В отличие от приведенного выше расчета центробежной форсунки, при ее поверочном расчете дополнительно учитываются влияние вязкости жидкости, некоторых конструктивных параметров и подогрева компонентов [2]. В результате учета этих факторов уточняются значения Δp_f и α° , либо при строго заданных Δp_f и α° корректируются геометрические параметры форсунки.

Для учета вязкости жидкости определяют, так называемую, эквивалентную геометрическую характеристику форсунки A_3 :

$$A_3 = \frac{R_{2c} \cdot r_c}{i r_{2c}^2 \cdot \frac{\lambda}{2} R_{2c} (R_{2c} - r_c)} \quad (4.27)$$

где коэффициент трения жидкости о стенку λ определяют по формуле (см. также и соответствующий график на рис. 4.16)

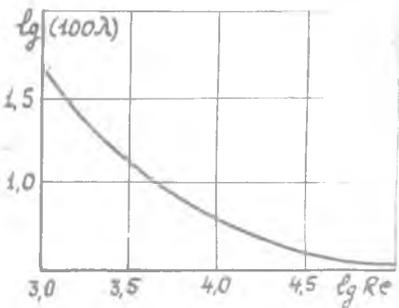
$$\lg \lambda = \frac{25,8}{(\lg Re_{2c})^{2,58} - 2} \quad (4.28)$$

в число Re_{2c} - по выражению

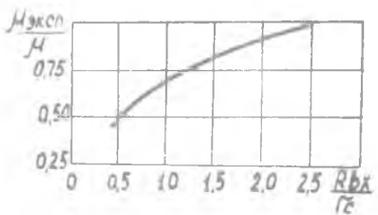
$$Re_{2c} = \frac{G_0}{g \mu d_{2c} \sqrt{i}} \quad (4.29)$$

По значению A_3 и рис. 4.14 находят уточненные значения μ и α° , а следовательно, уточняют и значение Δp_f (по формуле 4.11) Если разница между A_3 и A не превышает 5%, это уточнение не требуется.

Влияние отношения $R_{\text{с}} / v_{\text{с}}$ на коэффициент λ можно учесть с помощью графика, приведенного на рис. 4.17.



Р и с. 4.16. Зависимость коэффициента трения λ от числа Re



Р и с. 4.17. Зависимость $\frac{\mu_{\text{max}}}{\mu}$ от $\frac{R/R_c}{10}$

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

$$\mu = \mu_0 \sqrt{\frac{p_p - p_s}{p_p - p_{\text{св}}}} \quad (4.30)$$

- где μ — коэффициент расхода при истечении холодной жидкости;
- p_p — давление перед форсункой;
- $p_{\text{св}}$ — давление в камере сгорания (за форсункой);
- p_s — давление насыщенных паров.

Подогрев можно не учитывать, если $p_{\text{св}}$ намного превышает величину p_s [2].

Г. Поверочный расчет двухкомпонентной центробежной эмульсионной форсунки

Поверочный расчет эмульсионных центробежных форсунок (с внутренним смещением) можно проводить по уравнениям (4.11) и зависимостям коэффициента расхода μ и угла $2\alpha^\circ$ от геометрической характеристики $f_{\text{сн}}$, изображенной на рис. 4.14. При этом $R_{\text{сн}}$ определяется по выражению

$$\lambda_{эм} = \frac{(\kappa + \gamma m \cos \beta) \kappa}{(1 + \kappa)(\kappa + m)} \frac{R_{\delta_0} \gamma_0^2}{L \gamma_{\delta_0}^2} \quad (4.31)$$

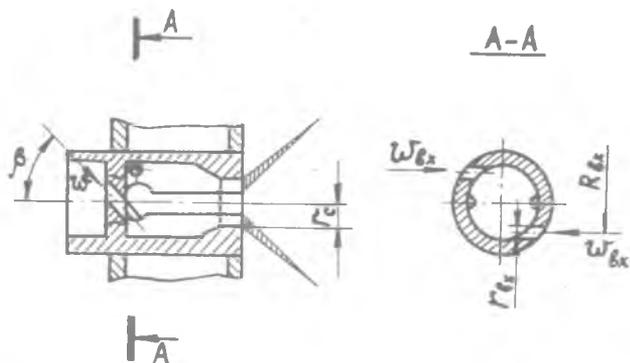
Здесь (см. рис. 4.18)

i_0, i_r - число входных отверстий "0" и "Г";

γ_0, γ_r - удельные веса "0" и "Г";

$$m = \frac{\gamma_0}{\gamma_r}; \quad \kappa = \frac{G_{0,ф}}{G_{r,ф}}$$

β° - угол наклона отверстия подачи "Г".



Р и с. 4.18. Расчетная схема эмульсионной форсунки

Выражение (4.31) получено при следующих предположениях:

$$R_{\delta_{xr}} \approx R_{\delta_{x0}} \approx R_{\delta_x};$$

$$\Delta p_{0,ф} = \Delta p_{r,ф};$$

$$\lambda = 0.$$

Значение γ в уравнении (4.11) следует определять по формуле

$$\gamma = \frac{i_0 \gamma_r (1 + \kappa)}{\gamma_0 + \gamma_r \kappa} \quad (4.32)$$

Д. Поверочный расчет двухкомпонентной форсунки с внешним смещением

Расчетная схема этой форсунки и основные условные обозначения приведены на рис.4.19.

Поверочный расчет форсунки производится по уравнению (4.11) и графическим зависимостям, приведенным на рис.4.14., т.е. он сводится к расчету внутреннего и наружного контуров, рассматриваемых как самостоятельные однокомпонентные форсунки.

Радиус вихря наружной форсунки r_m^2 рекомендуется выполнять больше наружного радиуса корпуса сопла внутренней форсунки r_n^2 , т.е. необходимо иметь $r_m^2 > r_n^2$.

Радиус вихря наружного контура форсунки r_c^2 определяется из выражения для коэффициента живого сечения форсунки ψ :

$$\psi = 1 - \frac{r_m^2}{r_c^2} \quad (4.33)$$

Значение ψ определяется в зависимости от величины геометрической характеристики A из уравнения

$$A = \frac{\sqrt{2}(1-\psi)}{\psi\sqrt{\psi}} \quad (4.34)$$

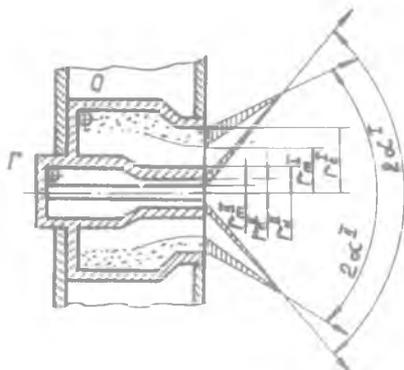
графическое выражение которого представлено на рис.4.14.

Е. Поверочный расчет струйных форсунок

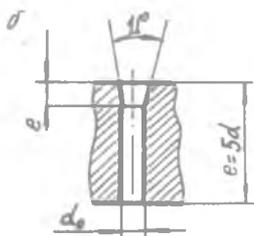
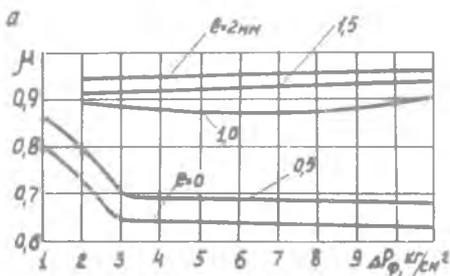
При проведении поверочных расчетов струйных форсунок учитывают влияние на величину μ не только отношения $\frac{r_m}{r_c}$, но и ряд других факторов.

Перепад давления на форсунках Δp_f определяется по экспериментальным зависимостям, представленным на рис.4.20.

При уменьшении p_{c0} до 5-6 кг/см² (0,49-0,58 мн/м²) из-за



Р и с .4.19. Расчетная схема двухкомпонентной форсунки внешнего смещения



Р и с. 4.20. Зависимость μ от ΔP_0 и геометрии форсунок

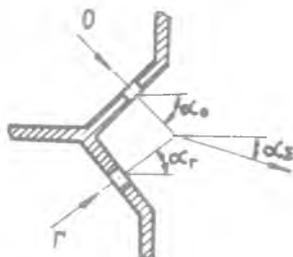
отрыва струи от стенок величина μ уменьшается до 0,65. При использовании форсунок с пересекающимися струями (см.рис.4.2I) их параметры желательно подбирать таким образом, чтобы угол наклона результирующей струи $\alpha_{\Sigma} = 0$, т.е. направление результирующей струи должно совпадать с осевым. Это условие выполняется в соответствии с законом сохранения количества движения при достижении равенства величин:

$$G_0 w_0 \sin \alpha_0 = G_{\Gamma} w_{\Gamma} \sin \alpha_{\Gamma} \quad (4.35)$$

где α_0 и α_{Γ} - углы наклона струй "0" и "Г" и соответствующих им стенок с отверстиями (см.рис.4.2I); w_0 и w_{Γ} - скорости выхода струй "0" и "Г".

Скорость выхода жидкости из отверстия может быть определена по формуле

$$w = \frac{G_0}{\mu F_0 \mu} \quad (4.36)$$



Р и с. 4.2I. К расчету углов наклона отверстий струйных форсунок

Глава V. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И СОСЛА

§ 5.1. Определение объема камеры сгорания и ее основных геометрических размеров

За объем камеры сгорания V_k примем объем от днища до критического сечения. Ввиду сложности рабочего процесса, происходящего в камере сгорания, еще не создан теоретический метод расчета потребного для полного сгорания объема V_k , поэтому для определения его используют эмпирические зависимости.

Наибольшее распространение получила зависимость

$$V_k = C_n \frac{G}{\gamma}, \quad (5.1)$$

где G — весовой секундный расход топлива;

$\gamma = \frac{P_{\text{сж}}}{RT_k}$ — удельный вес продуктов сгорания;

C_n — время нахождения (пребывания) продуктов сгорания в камере, зависящее от вида применяемого топлива и качества смесеобразования.

Величина C_n определяется экспериментально и находится в пределах $C_n = 0,0015 - 0,005 \text{ с}$.

Для камер сгорания цилиндрической формы относительная площадь $F_{\text{сж}} \cdot \frac{F_{\text{сж}}}{F_k}$ в зависимости от расходонапряженности $G_p = \frac{G}{F_{\text{сж}}}$ и комплекса β определяется при проведении термодинамических расчетов (см. гл. II, пункт 2.5). Там же, в пунктах 2.31-2.36, определяются абсолютные размеры камеры $F_{\text{сж}}$, $F_{\text{сж}}$, F_k и соответствующие им диаметры. При известной величине $F_{\text{сж}}$ длина цилиндрической части $L_{\text{сж}}$ определяется по ее объему $V_{\text{сж}}$:

$$V_{\text{сж}} = V_k - V_{\text{сжк}}, \quad (5.2)$$

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

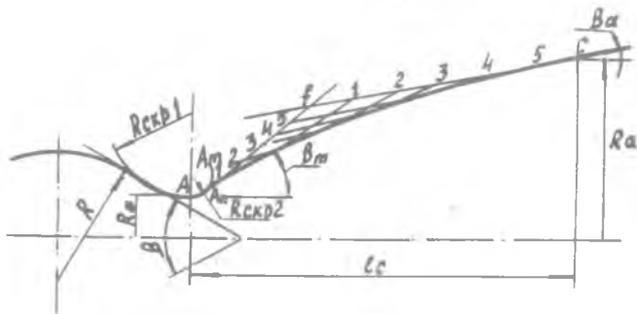
Величина $V_{\text{сжк}}$ подсчитывается, исходя из геометрических соотношений, по выбранному профилю сужающейся части сопла Лаваля.

Для конической сужающейся части сопла можно принимать: углы раствора $\beta^\circ = 60-90^\circ$ (рис. 4.22), радиус скругления профиля критической области сопла [4] -

$$R_{\text{скр}} = (0,7 \div 1) D_n \quad (5.3)$$

Входной канал сопла целесообразно очерчивать плавно сопряженными кривыми, например, дугами окружностей. При этом радиусы дуг окружностей $R_{\text{скр}}$ выбирают, исходя из условий сопряжения, так, чтобы сопло имело возможно плавное очертание.

Обычно $0 < R_{\text{скр}} < R_x$, где $R_x = \sqrt{F_x/\pi}$.



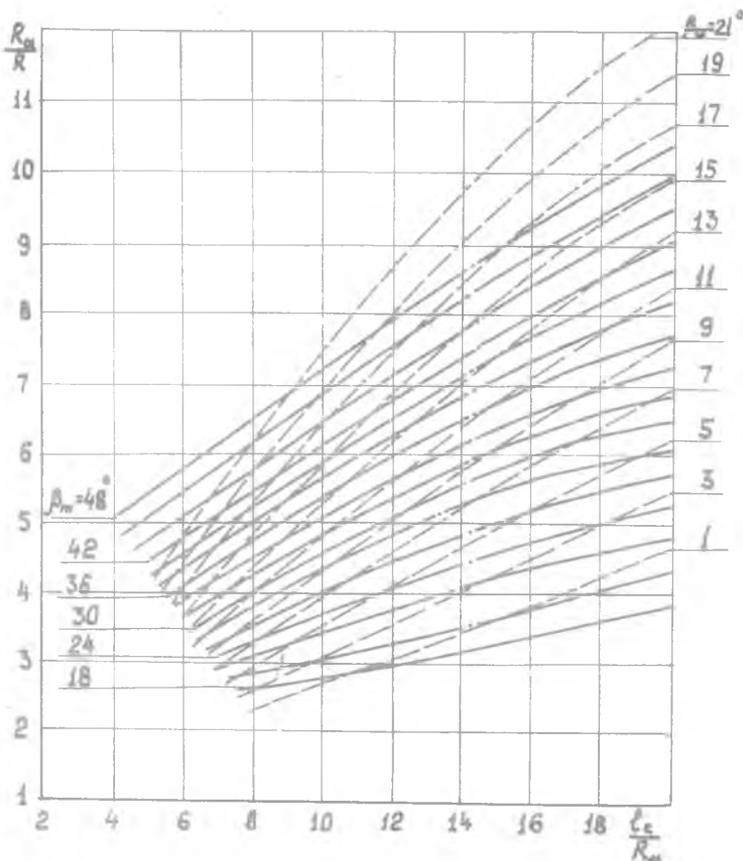
Р и с. 4.22. Построение контура сопла

У двигателей с тягой больше 10÷15 т и при повышенном давлении в камере $p_{\text{св}}$ длина L_c может быть меньше диаметра цилиндрической части [4].

Для некоторых выполненных двигателей значение L_c/D_n равно 1÷2.

§ 5.2. Профилирование контура в сверхзвуковой части сопла

Для построения контура расширяющейся сверхзвуковой части сопла используем приближенный метод, основанный на результатах решения вариационной задачи о нахождении контура оптимального сопла [2]. 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 $L_c = L_c/R_n$ и безразмерного радиуса сопла на срезе R_a/R_n (см. рис. 4.22, 4.23). Закритическая часть контура на участке $A_n C$ приближенно аппроксимируется параболой. Построение контура по указанной методике можно



Р и с. 4.23. Зависимость углов β_a и β_m от относительной длины $l_c = l_c/R_n$ и радиуса сопла на срезе $R_n = \frac{R_n}{R_*}$

проводить в следующем порядке.

1. Вычерчиваем контур сопла в области критического сечения по дуге окружности $A-A_n$ (см.рис.4.22) с радиусом

$$R_{кр2} = 0,45 R_* \quad (5.4)$$

2. По известной величине R_n/R_* и, задаваясь углом

$$\beta_a = 10 \pm 14^\circ$$

по рис. 4.23 находим величины l_c/R_n и β_m .

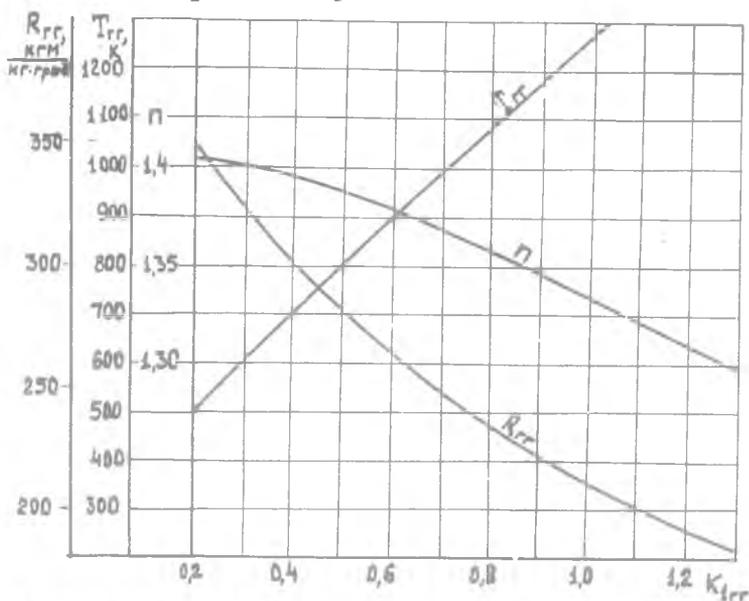
3. Зная ℓ_c , R_α , β_m , β_α , находим точку A_n , проводя под углом β_m касательную к дуге $A-A_n$, и точку C — по известным ℓ_c и R_α .

4. Для построения параболы проводим из точки C под углом β_α прямую Cf до пересечения с касательной A_nf . Разбив отрезки A_nf и Cf 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.

Приложение I

ХАРАКТЕРИСТИКА ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

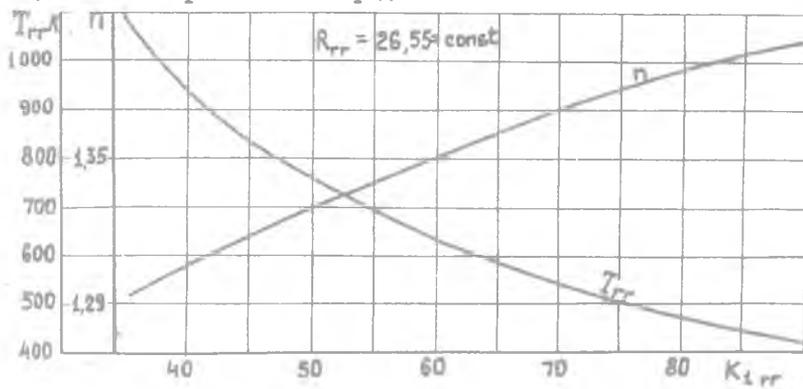
(топливо: водород - кислород)



Приложение 2

ХАРАКТЕРИСТИКА ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

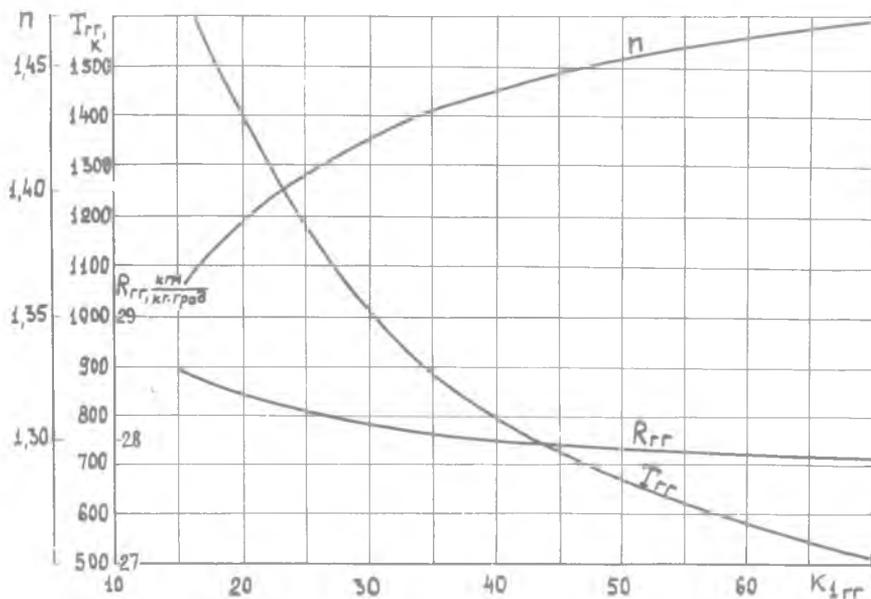
(топливо: керосин - кислород)



Приложение 3

ХАРАКТЕРИСТИКА ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

(топливо: несимметричный диметилгидразин - четырехокись азота)



ЛИТЕРАТУРА

1. Алемасов В.Е., Дрегалли А.Ф., Тишин А.П. Теория ракетных двигателей. М., "Машиностроение", 1969.
2. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. М., "Машиностроение", 1968.
3. Васильев А.П., Кудрявцев В.М. и др. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей. М., "Машиностроение", 1975.
4. Шевельк М.И. Теоретические основы проектирования ЖРД. гл. 7 и 8, М., "Оборонгиз", 1960.
5. Кондрусев В.С., Левиц В.Я. Определение термо-

динамических характеристик процессов горения и расширения с помощью справочника "Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания". Методическое пособие. КуАИ, 1974.

6. Таблицы газодинамических функций. Под ред. Г.С.Рослякова. Изд. МГУ, 1965.

7. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания. Под ред. В.П.Глушко. АН СССР, 1971.

8. Мелькумов Т.М., Мелик-Пашаев Н.И. и др. Ракетные двигатели. М., "Машиностроение", 1976.

О Г Л А В Л Е Н И Е

В в е д е н и е	3
П р и н я т ы е о б о з н а ч е н и я	5
Ч а с т ь I. Т Е П Л О В О И Р А С Ч Е Т	7
Г л а в а I. <u>Выбор системы подачи, схемы двигателя и основных параметров</u>	7
§ 1.1. Выбор системы подачи и схемы двигателя . . .	7
§ 1.2. Выбор величин давления в камере сгорания и в выходном сечении сопла	13
§ 1.3. Выбор коэффициента избытка окислителя . . .	15
§ 1.4. Выбор коэффициентов, характеризующих совер- шенство процессов в камере сгорания и сопле.	22
Г л а в а II. <u>Тепловой расчет камеры сгорания</u>	23
Ч а с т ь II. П Р О Е К Т И Р О В А Н И Е К А М Е Р С Г О Р А Н И Я Ж Р Д	29
Г л а в а III. <u>Определение параметров генераторного газа ЖРД замкнутой схемы</u>	29
§ 3.1. Основные особенности ЖРД замкнутой схемы . .	29
§ 3.2. Характеристики генераторного газа	30
§ 3.3. Определение основных параметров системы подачи	31

Г л а в а IV. <u>Проектирование и расчет смесеобразования</u>	36
§ 4.1. Общий порядок проектирования	36
§ 4.2. Выбор типа форсуночной головки и схемы расположения форсунок	37
§ 4.3. Поверочные гидравлические расчеты форсунок	54
Г л а в а V. <u>Профилирование внутреннего контура камеры сгорания и сопла</u>	63
§ 5.1. Определение объема камеры сгорания и ее основных геометрических размеров	63
§ 5.2. Профилирование контура в сверхзвуковой части сопла	64
Приложения I, 2, 3	67
Л и т е р а т у р а	68

Виктор Семенович Кондрусев,
Виктор Яковлевич Левин,
Александр Семенович Фрейдин

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КАМЕР СТОРАНИЯ ЖРД

У ч е б н о е п о с о б и е

Редактор Э.А. Т р я з н о в а

Техн.редактор Н.М.К а л е н ю к

Корректор С.С.Р у б а н

ЕО 00367 . Подписано в печать 8/ХП-77 г.
Формат 60х84/16. Бумага оберточная белая.
Физ.п.л. 4,5. Усл.печ.л. 4,2. Уч.-изд.л. 4,1.
Тираж 500 экз. Цена 20 коп. Заказ № 7928
Темплан 1977, поз. 2314.

Куйбышевский авиационный институт им.С.П.Королева,
г.Куйбышев, ул.Молодогвардейская, 151,

Ротапринтный цех областной типографии им.Мяги,
г.Куйбышев, ул.Венцека, 60.