

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ

АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени С. П. КОРОЛЕВА

ИНЖЕНЕРНЫЕ ОСНОВЫ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ
КАМЕР СГОРАНИЯ
АВИАЦИОННЫХ ГТД

Учебное пособие

КУЙБЫШЕВ 1981

Инженерные основы проектирования камер сгорания ГТД.
Резник В. Е., Данильченко В. П., Болотин Н. Б.,
Ковылов Ю. Л., Лукачев С. В.: Учебное пособие. —
Куйбышев: КуАИ, 1981. — 80 с.

В пособии систематизированы сведения, необходимые для проектирования камер сгорания современных авиационных двигателей. Изложены многочисленные требования, которые следует учитывать при выборе принципиальной схемы камеры сгорания, рассмотрены основы ее рабочего процесса. При этом обосновываются достоинства многорелочной кольцевой схемы, которая в настоящее время считается одной из наиболее перспективных.

Книга предназначена для студентов специальности 0537, а также для слушателей факультета повышения квалификации инженеров. Она может быть полезна специалистам, занимающимся проектированием камер сгорания, и студентам, выполняющим учебно-исследовательскую работу по соответствующей тематике.

Темплан 1981, поз. 96.

Рецензенты: засл. деятель науки и техники РСФСР проф.
докт. техн. наук А. В. Талантов, доц. А. В. Юрин.

Под ред. В. П. Лукачева.

Утверждено редакционно-издательским
советом института 28.XII.79 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Камера сгорания является одним из основных узлов авиационного газотурбинного двигателя, поэтому изучение процессов, происходящих в ней, и методов ее проектирования является важной задачей в процессе подготовки инженеров по специальности «Двигатели летательных аппаратов».

Известно значительное количество публикаций [1–6 и др.], посвященных описанию и расчету процессов, происходящих в камере сгорания. Однако бурное развитие авиационных двигателей в последние годы, связанное с освоением высоких параметров цикла, привело к тому, что в подходе к проектированию камер произошли существенные изменения, и опубликованные данные в значительной мере устарели. Кроме того, наблюдается отход от традиционных схем организации процесса сгорания с малым числом крупномасштабных горелок в трубчатых и трубчато-кольцевых камерах в сторону увеличения числа горелок во фронтовых устройствах и переход к кольцевым схемам камер. Эти новые, подчас взаимоисключающие требования к организации горения в КС предъявляются в связи с необходимостью снижения эмиссии токсичных веществ.

В практике конструкторских бюро проектный расчет камер сгорания производится на основе исходных директивных материалов, изложенных в техническом задании (ТЗ) на разработку двигателя. Чтобы выполнить основные требования ТЗ, конструктор должен выбрать принципиальную схему камеры сгорания и осуществить оптимизацию параметров потока с целью решения противоречивой задачи достижения наивысших показателей при наименьших размерах и весе. Обычно эта задача решается на базе имеющегося прототипа и статистических данных, накопленных при его доводке. Поэтому авторы

сочли необходимым изложить современный инженерный подход к проектированию камер сгорания, который разработан и нашел применение в практике моторных ОКБ. В пособии приведены сведения, необходимые для проектирования только основных камер сгорания турбокомпрессорных двигателей (форсажные и прямоточные камеры здесь не рассматриваются).

Сложилась своеобразная традиция в последовательности изложения подобного материала: после краткого перечисления основных требований к этому узлу приводится более или менее подробное описание элементов его рабочего процесса, методики проектирования и расчета. Причем, как правило, основной акцент в последней части делается на методику гидравлического расчета камеры.

В данной книге сохранена традиционная структура, но несколько изменено содержание. Текст начинается с описания типичной схемы организации процессов в камере сгорания, что позволяет вначале ознакомиться с терминологией и обозначениями. Требования, предъявляемые к камере сгорания, излагаются в отдельной главе, где рассматривается весь комплекс условий и ограничений технического задания на проектирование этого узла двигателя. Упоминание только параметрических требований, которые удовлетворяются в основном на базе сведений из теории рабочего процесса камеры, или только прочностных, технологических, эксплуатационных, связанных с вопросами конструирования, может быть оправдано, если работа посвящена либо теории, либо конструкции камеры. Когда же студент или специалист приступает к проектированию этого узла, он должен знать и держать в поле зрения практически все аспекты работы и представлять трудности стоящей перед ним задачи. Это тем более важно, что в камере сгорания, пожалуй, как ни в каком другом узле ГТД, вопросы организации рабочего процесса и конструктивного исполнения переплетены и взаимозависимы. В камере нет подвижных деталей и правильная организация процесса в ней сводится к созданию требуемой гидродинамической структуры потоков жидкостей, паров и газов. Поэтому любое изменение в конструкции отдельных деталей, даже изменение свойств материалов, ведет, как правило, к искажению этой структуры и, следовательно, к изменению результирующих показателей камеры.

Во второй главе дан краткий обзор современных представлений о теории отдельных составляющих того комплекса яв-

лений, который носит название — рабочий процесс камеры сгорания. Каждое отдельное явление рассматривается и как самостоятельный процесс, и как задача, решение которой обеспечивается при удачном конструировании элементов камеры. Приводятся рекомендации по взаимной увязке различных характеристик сопряженных и взаимозависящих процессов. Краткость изложения объясняется желанием показать все стороны рабочего процесса в комплексе; более подробно результаты исследования различных сторон отдельных явлений рассмотрены в литературе, ссылки на которую приведены в пособии.

Из-за ограниченного объема в пособии не рассматривается и методика проектирования камер. Этот материал предполагается издать отдельной книгой.

Авторы выражают признательность за внимательный просмотр рукописи и ряд существенных замечаний, высказанных рецензентами настоящего издания, — заслуженным деятелем науки и техники РСФСР и Татарской АССР проф. докт. техн. наук Галантовым А. В. и доцентом Юриным А. В.

СОКРАЩЕНИЯ

КС — камера сгорания
ТВС — топливозвоздушная смесь

ТЗ — техническое задание
ЖТ — жаровая труба

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ω — скорость потока воздуха, м/с
 ω' — пульсационная скорость потока воздуха, м/с
 l' — масштаб турбулентности, м
 \dot{G} — массовый расход, кг/с
 Q — объемный расход, м³/с
 P — давление, Па
 ΔP — перепад давления, Па
 T — температура, К
 ρ — плотность, г/см³
 D, d — диаметр, м
 L, l — длина, м
 H, h — высота, м
 F — площадь, м²
 V — объем, м³
 Θ — безразмерная температура
 u_n, u_T — нормальная и турбулентная скорость распространения пламени, м/с

L_0 — минимальное количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива (для керосина $L_0 \approx 14,9$).
 α — коэффициент избытка воздуха, $\alpha = \dot{G}_n / \dot{G}_T L_0$
 H_u — высшая теплотворная способность топлива, Дж/кг
 Q, q — количество тепла, Дж
 η_T — коэффициент полноты сгорания топлива
 π_k — степень сжатия воздуха в компрессоре
 τ — время, с
 κ — показатель адиабаты
 M — число Маха
 λ — коэффициент скорости
 ξ — коэффициент гидравлических потерь
 σ — коэффициент восстановления давления

δ — потери полного давления
(EI)_x — индекс эмиссии токсичного вещества x в выхлопных газах двигателя

$$\left(\frac{\text{масса вещества в г}}{\text{масса топлива в кг}} \right)$$

K_v — параметр форсирования

K_{τ}^{Δ} — параметр форсирования, посчитанный по объему зоны горения

c_v — теплоемкость при постоянном давлении, кДж/кгК

R — газовая постоянная, кДж/кгК

g — ускорение силы тяжести, м/с²

z — количество горелок, жаровых труб, отверстий в ЖТ

μ — коэффициент расхода газа через отверстия жаровой трубы

Δ — приращение величины

l — шаг (между горелками, карманами), м

x, y — координаты

n_d — степень раскрытия диффузора

ИНДЕКСЫ

2 — параметры на выходе из компрессора и на входе в КС

3 — параметры на выходе из камеры сгорания и на входе в сопловой аппарат турбины

в — воздух

топл — топливо

охл — охлаждение

г — горение, газ (продукты сгорания)

ст — стенка

м — массовый

мг — малый газ

min — минимальный

тепл — тепловые

* — заторможенные параметры

max — максимальный

ср — средний

Σ — суммарный

пред — предельный

отр — отрывной

к. с. — камера сгорания

т. к. — трубчато-кольцевая камера

к. к. с. — кольцевая камера сгорания

т — турбина

к — компрессор

∂ — диффузор

к. к. — кольцевой канал

ж — жаровая труба

корп — корпус

ф — форсунка

з. г. — зона горения

з. с. — зона смешения

отв — отверстия

гс — газосборник

о — прототип

вх — входной

вых — выходной

пл — форсуночная плита

см — смесь

расч — расчетный

доп — допустимый

Глава I. ТРЕБОВАНИЯ К КАМЕРАМ СГОРАНИЯ

1.1. ТИПИЧНАЯ СХЕМА ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В КАМЕРЕ

Проектирование КС начинается с изучения технического задания, в котором обычно приводятся требуемые величины всех параметров, допуски на них и ряд дополнительных условий.

К процессу, для осуществления которого создается камера сгорания, по существу предъявляется одно основное требование — полнота тепловыделения при сжигании топлива. Очевидно, что конструкция, удовлетворяющая только этому требованию, была бы далека от известных и перспективных КС авиационных ГТД.

Простая принадлежность этого узла к авиационному ГТД накладывает на возможность его схемного и конструктивного решения ряд дополнительных и специфических ограничений. Они зависят от условий совместной работы КС с компрессором и турбиной, а также от изменения внешних условий в том диапазоне высот, скоростей и климатических условий, в которых предполагается эксплуатация летательных аппаратов. Кроме того, авиационная КС отличается от ее аналогов в других транспортных силовых установках и в энергетике по габаритам и величине теплонапряженности.

В ГТД вертолетов и пассажирских самолетов, сверхзвуковых истребителей и спортивных машин используется широкий ассортимент схем и конструкций КС, но в них есть общие черты, которые вместе определяют облик типовой КС с типичной организацией ее рабочего процесса.

На рис. 1.1 представлена типичная схема организации процесса горения в камере. Воздух из компрессора выходит

с большой скоростью (150—200 м/с) и поступает в диффузор 1 камеры сгорания, где его движение замедляется, что необходимо по следующим причинам.

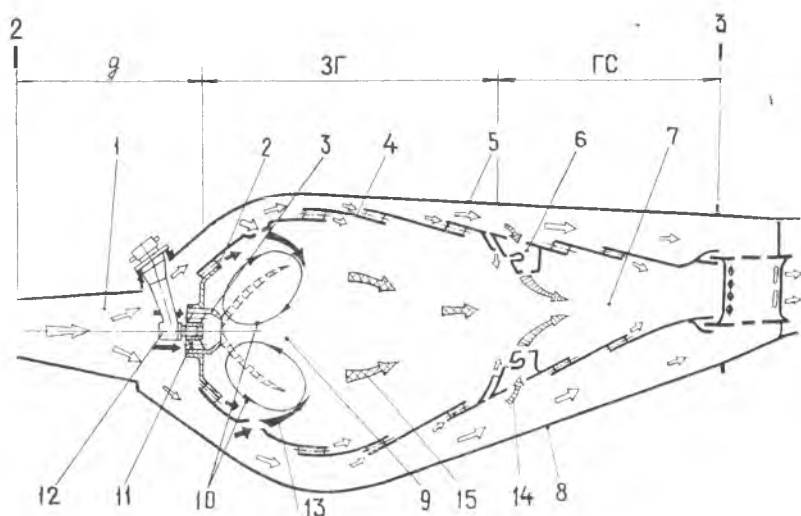


Рис. 1.1. Типичная схема организации процесса в камере: 1 — диффузор; 2 — фронтальное устройство; 3 — горелка; 4 — жаровая труба; 5 — наружный корпус; 6 — смесительные патрубки; 7 — газосборник; 8 — внутренний корпус; 9 — зона горения; 10 — циркуляционное движение; 11 — завихритель; 12 — топливная форсунка; 13 — первичный воздух; 14 — вторичный воздух; 15 — продукты сгорания

Во-первых, сжигание топлива (требующее определенного времени) в воздушном потоке большой скорости привело бы к необходимости использования КС такой длины, которая была бы неприемлема по соображениям обеспечения малых веса и длины двигателя.

Во-вторых, осуществление процесса горения с высоким коэффициентом полноты сгорания в широком диапазоне условий эксплуатации при большой скорости потока (средняя скорость воздуха по сечению камеры, за диффузором, составляет обычно 15—25 м/с) представляет весьма сложную задачу.

В-третьих, сжигание в скоростном потоке сопровождается значительными гидравлическими и тепловыми потерями.

После торможения незначительная часть воздуха поступает во фронтальное устройство 2 жаровой трубы 4, а оставшаяся

часть — в каналы, образуемые наружным 5 и внутренним 8 корпусами и жаровыми трубами. Воздух, прошедший через фронтное устройство и первые один—два пояса отверстий в стенках ЖТ, служит для сжигания топлива, впрыскиваемого форсунками 12 в полость ЖТ. Этот воздух называется первичным, а соответствующая часть объема ЖТ, в которой происходит горение, — зоной горения 9. Среднее значение коэффициента избытка воздуха в первичной зоне на выполненных камерах изменяется в пределах 1,5—2,2, благодаря чему достигается высокая полнота сгорания топлива.

С целью обеспечения стабилизации пламени в КС организуются зоны с рециркуляционным движением газа. Эти зоны создаются или путем установки плохообтекаемых тел во фронтном устройстве, или подачей воздуха вдоль внутренних стенок головной части ЖТ с помощью тангенциальных щелей или завихрителей 11.

Во всех случаях, благодаря турбулентному массообмену, создается область пониженного давления с возникновением циркуляционного движения 10, которое и обеспечивает условия для непрерывного поджигания свежей смеси вследствие рециркуляции тепла.

Эжектирующее действие воздуха, подаваемого вдоль внутренних стенок головной части ЖТ, усиливается струями воздуха, втекающего в полость ЖТ через первые один—два ряда отверстий в ее стенках.

Часть воздуха, не принимающего участия в сгорании, называется вторичным воздухом. Он подводится через последующие (кроме первых двух) пояса отверстий или патрубков 6 к жаровой трубе и предназначается для перемешивания с продуктами сгорания, вышедшими из зоны горения.

Часть объема ЖТ, в которой осуществляется перемешивание, называется зоной смешения, а сам узел — газосборником 7.

Следует отметить, что конструктивное исполнение элементов зоны смешения оказывает значительное влияние на распределение температуры газа в выходном сечении камеры по радиусу и в окружном направлении и является не менее ответственным участком камеры, чем зона горения.

Опыт отработки КС показывает, что 60—70% времени се доводки расходуется на получение требуемых по ТЗ температурных полей.

Разделение камеры на зоны горения и смешения обуслов-

лено необходимостью одновременного обеспечения выполнения двух противоречивых требований:

устойчивого и эффективного сжигания топлива, для чего необходимо проведение процесса при высокой температуре и, следовательно, при малом избытке воздуха сверх необходимого;

необходимой прочности и долговечности лопаток турбины, следовательно, средняя температура газа не должна превышать определенной величины (в современных двигателях с эффективно охлаждаемыми лопатками не более 1600—1700 К).

Поэтому общее количество воздуха, проходящего через камеру, должно существенно превышать требуемое по стехиометрии. Отсюда очевидна необходимость организации названных зон.

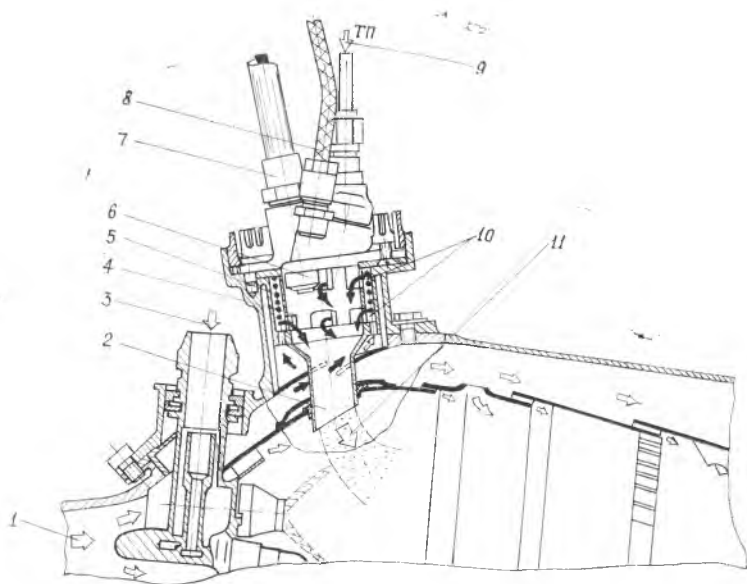


Рис. 1.2. Схема камеры сгорания с пусковым воспламенителем: 1 — направление движения основного потока воздуха; 2 — наружная втулка воспламенителя; 3 — подвод топлива к форсунке; 4 — внутренняя втулка; 5 — электрообогрев воздуха; 6 — электросвеча; 7 — кабель электросвечи; 8 — кабель электрообогрева; 9 — подвод пускового топлива; 10 — подвод воздуха к воспламенителю; 11 — выход продуктов сгорания из воспламенителя

Для начального зажигания топливно-воздушной смеси в камере применяется либо система непосредственного зажигания (электрические свечи), либо пусковые воспламенители (рис. 1.2). В первом случае разрядный промежуток электрической свечи располагается непосредственно в полости ЖТ, во втором — электрическая свеча и пусковая топливная форсунка устанавливаются в специальном корпусе вне ЖТ, а воздух в воспламенитель подается из кольцевого канала КС. Продукты сгорания смеси, получающиеся в пусковом воспламенителе, вводятся в ЖТ (как показано стрелкой *II* на рис. 1.2) и обеспечивают розжиг камеры. На этом рисунке приведена одна из возможных конструкций и схема течения в ней воздуха. Назначение отдельных элементов ясно из подрисуночной подписи.

С целью повышения надежности запуска используют две свечи или два пусковых воспламенителя.

1.2. ОГРАНИЧЕНИЯ И УСЛОВИЯ ТЗ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Основным назначением КС является эффективное сжигание топлива в воздухе, поступающем в полость ЖТ. При выполнении этой функции КС должна удовлетворять ряду требований, которые могут быть объединены в шесть групп. В первую группу сведены требования к параметрическим показателям камеры, во вторую — к допустимому изменению параметров камеры в течение ресурса (функциональные показатели), в третью — требования к прочностным показателям, в четвертую — к показателям контролеспособности, в пятую — к показателям ремонтпригодности и восстанавливаемости камеры, в шестую — требования к технологичности конструкции и экономические показатели.

Показатели камеры, отвечающие этим группам требований, рассматриваются в 1.2.1—1.2.6. В колонке 4 табл. 1, 3, 5 указаны типичные для современных КС значения величин, которые ориентировочно могут использоваться при проектировании. Численные значения даны для КС современных двигателей, отличающихся высокими параметрами цикла (π_k и T_3^*). Такие камеры имеют теплонапряженность и другие параметры на уровне предельно допустимых по условиям современной технологии и металлургии.

1.2.1. Параметрические показатели (группа I)

Рассмотрим требования к параметрическим показателям камеры на основе анализа табл. 1.1.

Таблица 1.1

№ п/п	Параметрический показатель	Требуемая величина	Место проверки
1	2	3	4
1.	Коэффициент полноты сгорания, η_c	$\geq 0,985$	Специальные установки
2.	Коэффициент потери полного давления, $\delta = (P_2^* - P_3^*)/P_2^*$, % (потери в жаровой трубе должны составлять не менее 3,5% при суммарных потерях в камере $\delta = 6\%$)	< 6	То же
3.	Диапазон устойчивой работы по составу ТВС, α	2—35	—»—
4.	Число дымности в условных единицах	< 20	Двигатель
5.	Выделение токсичных веществ за взлетно-посадочный цикл $(EI)_{x^R}$ в соответствии с нормами, приведенными в табл. 2		—»—
6.	Отношение пиковой температуры к среднемассовой в выходном сечении камеры, $T_3^*_{\max}/T_3^*_{\text{ср м}}$	$< 1,06$	Установка и двигатель при спец. испытаниях
7.	Положение максимума температуры по высоте в выходном сечении камеры	$(0,6 - 0,75) h_{\text{вых}}$	Установка и двигатель при спец. испытаниях
8.	Окружная неравномерность температуры газа на выходе из камеры сгорания на радиусе максимальной температуры, К	+ 75 + 100	То же

* Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4
9.	Высота запуска H , км	10--18	Климатический испытательный стенд и летающая лаборатория
10.	Задержка запуска камеры с момента подачи топлива, с	< 30	Установка и летающая лаборатория
11.	Вес и габариты (диаметр D , м, длина -- L , м)	—	—
12.	Максимальные значения определяющих показателей	—	—
	давление воздуха на входе в камеру P_2^* , мПа	Берутся из термодинамического расчета	
	температура воздуха на входе в камеру T_2^* , К		
	среднемассовая температура газа в выходном сечении камеры $T_{г\max}^*$, К		
	температура стенок ЖТ, $T_{ст\ ж}$, работающих на устойчивость, К	< 1170	Специальные испытания двигателя при $\Pi = 0$, $M_{п} = 0$
	температура всех остальных стенок ЖТ, К	1270	
	температура стенок наружного корпуса $T_{корп}$, К		
	температура стенок внутреннего корпуса $T_{корп}$, К	В первом приближении принимаются равными температуре воздуха за компрессором	
	температура топлива на входе в камеру сгорания ^{*)} $T_{топл\max}$, К	< 380	—
	перепад давления топлива на форсунках (на максимальном режиме) $\Delta P_{ф\max}$, мПа	$< 5,0$	—
13.	Диапазон изменения расхода топлива	от $\dot{G}_{топл\min}$ до $\dot{G}_{топл\max}$	Установка и двигатель

* Ограничивается термостабильностью обычно применяемых реактивных топлив (ТС-1, Т-1 и т. д.).

Окончание табл. 1.1

1	2	3	4
14.	Количество топливных контуров*	2	—
15.	Характеристики воздушного потока на входе в КС		
	неравномерность скорости воздуха за компрессором по окружности, м/с	$\leq (\pm 25)$	Установка и двигатель.
	превышение максимальной скорости над средней по сечению	$\leq (\pm 25)$	То же
	отклонение потока от осевого направления, град	(± 5)	—»—
	положение максимума скорости по высоте в выходном сечении за компрессором (на входе в камеру)	$(0,5 \text{ } 0,7) \times h_{\text{вх}}$	—»—
16.	Частота колебаний давления воздуха, поступающего в камеру для предупреждения вибрационного горения	Не должна совпадать с собственной частотой колебаний объема газа в ЖТ	

Рассмотрим более подробно содержание табл. 1.

1. Значение коэффициента полноты сгорания топлива η_r , равное отношению количества тепла, выделившегося в КС при сжигании топлива, к его теплотворной способности, отражает совершенство выполненной конструкции и достигает в современных ГТД на основных режимах работы двигателя величины 0,98—0,99. Существенно ниже уровень η_r при работе двигателя на режимах малого газа, что является причиной образования значительного количества токсичных веществ в продуктах выхлопа. Связь недожега топлива $(1 - \eta_r)$ с характеристиками эмиссии угарного газа СО и углеводородов C_nH_m для современных КС показана на рис. 1.3.

В связи с необходимостью уменьшения вредного воздействия на окружающую среду в последние годы введены ограни-

* В случае $\frac{G_{\text{топл макс}}}{G_{\text{топл мг}}} < 5$ количество контуров может быть уменьшено до одного.

чения (линии 2, 4 на рис. 1.3) на эмиссию токсичных веществ и наметилась тенденция к непрерывному ужесточению (линии 1, 3) этих ограничений. На повестке дня новая задача — существенное (на 7—10%) повышение полноты сгорания на режимах малого газа. При традиционной схеме организации горения решение этой задачи связано не только с изменением смесеобразования, но и с увеличением длины жаровой части трубы (времени пребывания), что обеспечивает завершенность процесса выгорания. Однако увеличение времени пребывания топливно-воздушной смеси в камере, необходимого для снижения CO и C_nH_m , приводит к повышенному образованию окислов азота, поскольку для снижения NO_x время пребывания должно быть сведено к минимуму. Таким образом, ограничение эмиссии токсичных веществ (при традиционной схеме организации горения) представляет собой новую и противоречивую задачу. Некоторые способы ее решения предложены в работе [7].

2. Требование малых потерь полного давления δ в камере

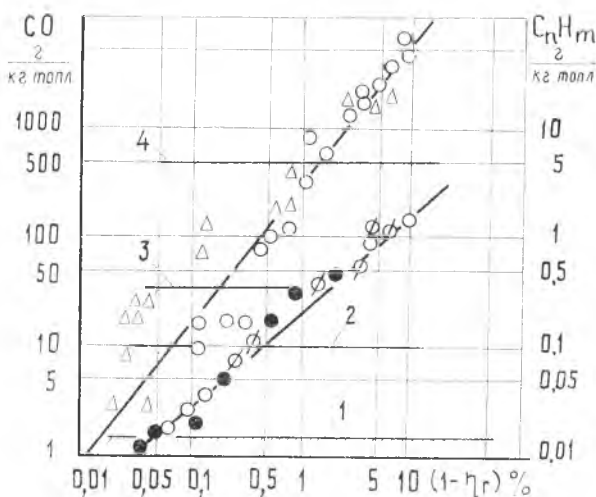


Рис. 1.3. Зависимость эмиссии CO и C_nH_m от коэффициента недожога:

\varnothing — $(EI)_{\text{CO}}$ OLI — 593; \bullet — $(EI)_{\text{CO}}$ IT9D;
 \circ — $(EI)_{\text{C}_n\text{H}_m}$ OLI — 593; Δ — $(EI)_{\text{C}_n\text{H}_m}$ IT9D; нормы на эмиссию: 1 — 1979—81 гг. на CO ; 2 — 1976—79 гг. на CO ; 3 — 1979—81 гг. на C_nH_m ; 4 — 1976—79 гг. на C_nH_m

обусловлено стремлением обеспечить максимальное значение удельной тяги и минимальный удельный расход топлива. Гидравлические потери давления в КС современных ГТД изменяются в широких пределах — от 4 до 9%.

Меньшие значения δ характерны для низкотемпературных двигателей. С повышением параметров цикла (T_2^* , P_2^* и T_3^*) потребность в интенсификации охлаждения стенок камеры вызывает необходимость повышения перепада давления на отверстиях заградительного охлаждения ЖТ. Положение усугубляется с внедрением сопловых лопаток первой ступени турбины со струйным охлаждением передних кромок, поскольку необходимо создать условия для протока через них воздуха. Таким образом, существует корреляция между потерями полного давления в КС и температурой газа перед турбиной (см. рис. 1.4).

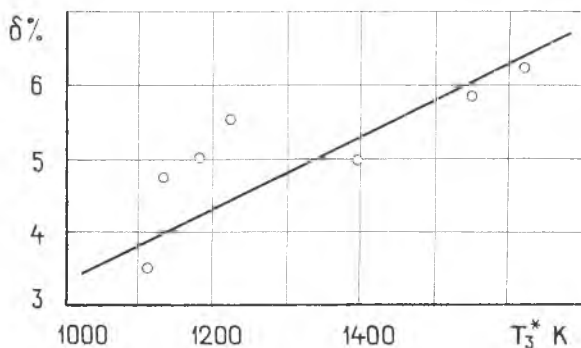


Рис. 1.4. Зависимость потерь полного давления δ в камере от температуры газа перед турбиной высокого давления: \circ — статистические данные по различным двигателям

Кроме гидравлических потерь в КС имеют место тепловые потери полного давления, величина которых существенно зависит от скорости топливно-воздушной смеси в зоне горения и степени подогрева.

С целью уменьшения этих потерь целесообразно площадь поперечного сечения ЖТ в зоне горения выполнить максимально возможной и расширяющейся в направлении движения потока. При равных объемах корпусов камер тепловые

потери в трубчатой КС больше, чем в кольцевой, в связи с неполным использованием рабочего объема.

3. Диапазон устойчивой работы по составу ТВС должен назначаться с учетом фактического изменения этого параметра при работе двигателя на стационарных и переходных режимах в согласованной с самолетным ОКБ эксплуатационной области высот и скоростей полета. Максимальное значение коэффициента избытка воздуха α_{\max} достигается на переходных режимах работы двигателя при снижении частоты вращения ротора.

В зависимости от темпа уменьшения расхода топлива и инерционности ротора турбокомпрессора значение α_{\max} может изменяться в широких пределах: от 12—15 до 25—35. Одним из способов уменьшения α_{\max} является введение в систему регулирования замедлителя темпа изменения расхода топлива. Время этого изменения при переходе с максимального режима на режим малого газа на выполненных двигателях составляет 2—4 с.

Минимальное значение α_{\min} в камере достигается на режимах приемистости, когда темп подачи топлива опережает темп повышения расхода воздуха (частоты вращения турбокомпрессора) (рис. 1.5).

Добиваться в КС существенно более широких пределов изменения α , чем требуется по условиям эксплуатации, нецелесообразно, поскольку при этом ухудшаются некоторые другие характеристики, например, температурное состояние деталей ЖТ, эмиссионные характеристики.

4. При работе двигателя вблизи взлетного режима, наряду с максимальным образованием окислов азота NO_x , отмечается максимальное дымление (рис. 1.6.). Хотя дым не ухудшает полноты сгорания, его присутствие вредно по следующим причинам: загрязняется аэропорт и его окрестности, ухудшаются условия охлаждения стенок камеры из-за нагарообразования и роста излучения на стенки. Результаты изучения природы дымления позволяют утверждать, что дым, представляющий собой мелкодиспергированные частицы углерода, образуется в результате неполного сгорания топлива в переобогащенных зонах камеры сгорания, а также вследствие термического разложения парообразного и жидкого топлива при недостатке кислорода. Обеднение ТВС вблизи фронтального устройства и уменьшение времени пребывания в переобогащен-

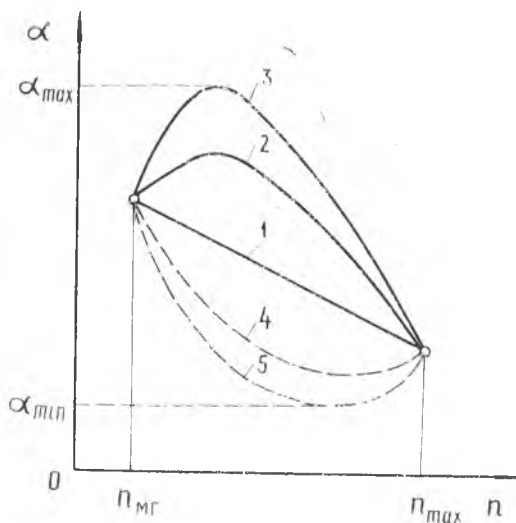


Рис. 1.5. Изменение коэффициента избытка воздуха α от частоты вращения n турбокомпрессора (изменение расхода воздуха в двигателе соответствует равному составу смеси при любой n) с использованием замедлителя (по времени) сброса топлива (2); без замедлителя (3); без опережения (по времени) подачи топлива (4); с опережением подачи топлива (5); ——— режим сброса газа; ——— режим приемистости

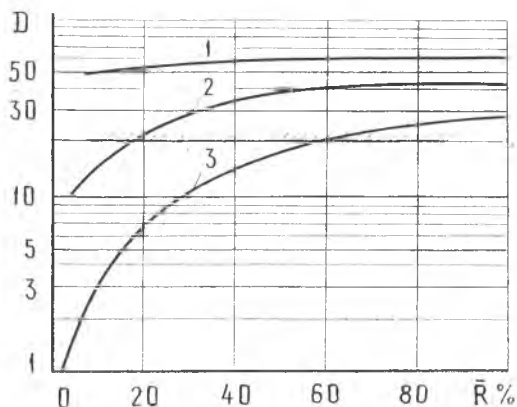


Рис. 1.6. Зависимость степени дымления D двигателей от относительной тяги $\bar{R} = \frac{R}{R_{\max}}$; 1 — двигатель Т-56; 2 — 1ТЗД; 3 — 1Т8Д; ||||| — нормы 1976—81 гг.

ных топливом зонах — наиболее эффективные способы уменьшения дымления. Однако при этом сужается диапазон устойчивой работы по составу ТВС (по бедной границе). Для количественных оценок дымности проектом норм ИКАО* оговорен

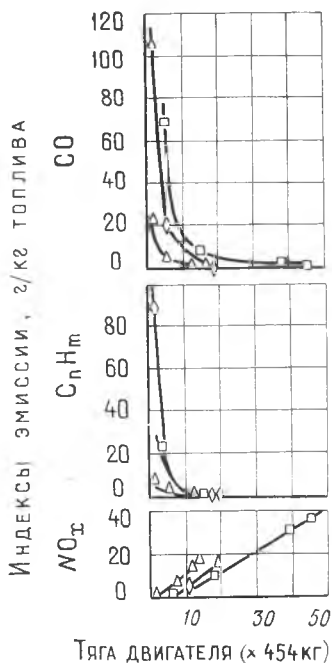


Рис. 1.7. Зависимость эмиссии окислов азота NO_x , CO и углеводородов от тяги двигателя [7]:

□ — двигатель IT9D;
 △ — IT8D; \ — IT3D

фильтрационный метод, основанный на определении степени почернения стандартного фильтра, через который пропускается стандартный объем исследуемого газа. В результате определяется число дымности $D = (R_w - R_s) \times 100/R_w$, где R_w и R_s — коэффициенты отражения чистого и загрязненного сажей фильтров. Для видимой границы дыма $D = 25 - 30$.

5. При работе двигателя на любом режиме выделяются токсичные вещества, состав которых изменяется в зависимости от тяги. При малых относительных значениях тяги преобладают продукты неполного сгорания топлива — CO , C_nH_m , при работе вблизи максимальной тяги — окислы азота NO_x и дым, что наглядно иллюстрирует рис. 1.7.

В связи с неблагоприятным воздействием токсичных веществ на окружающую среду введено ограничение на допустимую концентрацию их в выхлопных газах авиадвигателей (табл. 2). Приведенные нормы приняты в США и предполагаются для международного использования.

* Международная организация гражданской авиации.

Таблица 1.2

Нормы на эмиссию токсичных веществ

Объект	Единицы измерения токсичности								
	$\% \text{ } ppm$ (1 часть на 10^6 частей)			$(EI)_x$ кг топл			$(EI)_x^R$, кг вещества 1000 кг тяги ч/цикл		
	CO	C_nH_m	NO_x	CO	C_nH_m	NO_x	CO	C_nH_m	NO_x
Двигатели, выпускаемые после 1 января 1976 г.	300	16	—	—	—	—	—	—	—
Двигатели, выпускаемые после 1 января 1979 г.	50	14	60	10	5	5	21	3	6,9
Двигатели, выпускаемые после 1 января 1981 г.	20	7	25	1,5	0,25	5	4,3	0,8	3,0

Представленные в табл. 2 нормы даны в различных единицах измерения и отражают разные аспекты проблемы токсичности выхлопа. Нормы, выраженные в ppm , традиционно используются медиками и отражают степень влияния той или иной концентрации токсичных веществ на здоровье человека. Индекс эмиссий $(EI)_x$ характеризует особенности организации процесса сгорания и рассчитывается по формуле

$$(EI)_x = \frac{M_x}{M_r} (1 + \alpha L_0) \alpha_x 10^{-3}, \frac{\text{г вещества}}{\text{кг топлива}},$$

где M_x и M_r — молекулярные веса рассматриваемого вещества и продуктов сгорания.

Индекс $(EI)_x^R$ отражает массу вещества, выделяемую двигателем в течение стандартного взлетно-посадочного цикла (ВПЦ), и является мерой загрязнения атмосферы в окрестностях аэродрома. ВПЦ включает следующие режимы работы двигателя: руление перед взлетом — 19 мин, работу на взлетном режиме — 0,7 мин, набор высоты до 1000 м — 2,2 мин, заход на посадку — 4 мин и руление после посадки — 7 мин.

Индекс $(EI)_x^R$ рассчитывается по формуле

$$(EI)_x^R = \frac{\sum (\tau_j / 60) G_{\text{топл}} (EI)_{xj} 10^3}{\frac{1}{\text{цикл}} \sum (\tau_j / 60) R_j},$$

где τ — время работы двигателя, мин; R — тяга, тс; x — вид

токсичного вещества (CO , CH , NO_x); j — режим работы двигателя.

Наибольшую опасность для людей представляют угарный газ CO , окислы азота NO_x и некоторые продукты неполного сгорания типа бенз(а)пирена, являющегося канцерогенным веществом. Допустимые концентрации CO и NO_x исчисляются миллионными долями (по объему).

Соображения безопасности диктуют необходимость контроля и регламентирования уровня концентрации токсичных веществ в аэропортах и нормирования их количества.

С 1974 года существуют нормы на допустимый уровень выделения токсичных веществ, которые легли в основу разрабатываемых национальных стандартов.

6, 7. Характер радиальной эпюры на выходе из камеры выбирается из условия обеспечения ресурса рабочих лопаток турбины, который определяется сечениями лопатки, имеющими минимальный запас прочности. Обычно эти сечения располагаются вблизи корня лопатки (но не совпадают с ним), где действующие напряжения близки к максимальным. На рис. 1.8 показано распределение действующих напряжений в

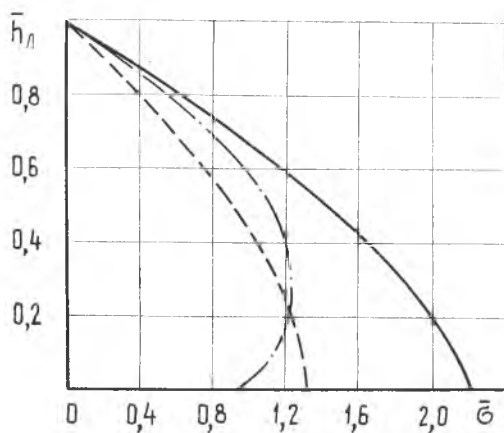


Рис. 1.8. Изменение безразмерной величины действующих напряжений по высоте лопатки:

— — — — — законы изменения площади поперечного сечения лопатки по ее высоте: — — — — — $F = \text{const}$; — — — — — линейный; — — — — — квадратичный

рабочей лопатке турбины при типичном законе изменения площадей поперечного сечения по ее высоте.

Допустимые напряжения существенно зависят от температуры тела лопатки, поэтому в зоне действия максимальных напряжений необходимо иметь пониженную температуру лопатки и, следовательно, натекающего на нее газа (рис. 1.9 б).

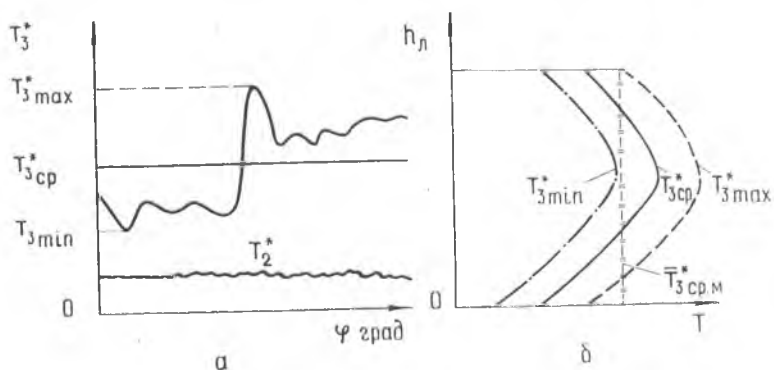


Рис. 1.9. Эпюры температуры газа на выходе из камеры сгорания: а — окружная эпюра (φ — угол в окружном направлении КС); б — радиальная эпюра

Температура на периферии лопатки, несмотря на низкий уровень действующих напряжений, также должна быть снижена с целью обеспечения ее жаропрочности и сохранения постоянной геометрии статорных деталей. Типичной является радиальная эпюра температуры с максимальным ее значением на высоте примерно 0,6—0,75 от высоты выходного канала камеры (см. рис. 1.9, б). Форма радиальной эпюры задается с помощью коэффициентов, выражающих связь средней на данном радиусе и среднемассовой температур, например, $\theta_{рад} = \frac{T_{3cp}^*}{T_{3cp,m}^*}$, $\theta_{рад} = \frac{T_{3cp}^* - T_2^*}{T_{3cp,m}^* - T_2^*}$ и др.

Для выполненных КС отношение пиковой температуры к среднемассовой в выходном сечении изменяется в диапазоне 1,04—1,08.

8. Окружная неравномерность температуры газа на выходе из КС влияет на скорость окисления материала сопловых лопаток, на продолжительность их работы без прогара, а следовательно, и на их ресурс. Чем выше окружная неравномер-

ность, тем соответственно больше необходимо затрачивать воздуха на охлаждение сопловых лопаток с целью обеспечения их работоспособности. При этом ухудшаются удельные параметры двигателя. Окружную неравномерность температуры газа принято оценивать как в абсолютных величинах (градусах), так и в относительных. Например, распространены

параметры: $\Theta_{\text{окр}} = \frac{T_{3 \text{ max}}^* - T_2^*}{T_{3 \text{ ср}}^* - T_2^*}$ или $\Theta_{\text{окр}} = \frac{T_{3 \text{ max}}^* - T_2^*}{T_{3 \text{ ср и}}^* - T_2^*}$, или

$\Theta_{\text{окр}} = \frac{T_{3 \text{ max}}^*}{T_{3 \text{ ср}}^*}$ и др.

Значение температур, входящих в эти выражения, поясняется с помощью графиков, приведенных на рис. 1.9, а.

Основными факторами, влияющими на неравномерность температурных полей, являются:

принципиальная схема камеры (трубчатая, трубчато-кольцевая, кольцевая);

поля скоростей воздуха на входе в диффузор камеры;

форма диффузора и степень его раскрытия;

степень подогрева воздуха в камере;

конструкция фронтального устройства камеры (размер и число горелок);

длина жаровой трубы;

длина газосборника;

точность изготовления и сборки деталей камеры;

принятый уровень гидравлических потерь в ЖТ.

9. Требование высотного розжига КС продиктовано необходимостью надежного запуска двигателя в аварийных ситуациях. Как правило, требуемая максимальная высота запуска современных камер для тяжелого транспортного самолета равна 10—12 км, для легкого — 14—18 км.

10. Максимально допустимая величина задержки запуска КС из-за инерционности топливной аппаратуры и пламени-переброса, а также из-за неблагоприятного сочетания внешних условий, задается с учетом опасности накопления топлива в камере при работе на низких частотах вращения ротора турбокомпрессора и потери высоты в аварийной обстановке. Поэтому при создании КС этот параметр специально проверяется при минимальных температурах окружающей среды, когда время задержки воспламенения становится максимальным.

11. Достижение минимального веса и габаритов КС также входит в число главных требований, определяющих совершен-

ство камеры. Требование к весу традиционно в авиадвигателестроении, а стремление к минимальной длине камеры связано с возможностью повышения жесткости ротора, следовательно, уменьшения его веса и радиальных зазоров, что, как известно, приводит к росту к. п. д. турбокомпрессора.

12. Знание максимальных значений параметров P_2^* , T_2^* , $T_{3\max}^*$, $T_{стж}$, $T_{верт}$, $\Delta P_{фтох}$, $T_{топл\max}$ необходимо для выполнения прочностных и теплотехнических расчетов, а также для определения мощности привода топливного насоса.

13, 14. Диапазон изменения расхода топлива варьируют в зависимости от того, насколько широка область эксплуатации двигателя. Отношение расходов топлива $G_{топл\max}/G_{топл\min}$ в современных камерах составляет примерно 10—12. В одноконтурных системах подачи топлива в камеру такому изменению расхода соответствовало бы изменение перепада давления на форсунках, равное 100—144. Перепад давления менее 0,2—0,25 мПа не обеспечивает приемлемого качества распыливания топлива. В этом случае максимальная величина перепада давления может составить 30,0—35,0 мПа, что приведет к неоправданному утяжелению системы подачи топлива и снижению эксплуатационной надежности двигателя.

Поэтому в авиационных двигателях применяют двухконтурные системы подачи топлива, позволяющие уменьшить максимальные значения давления топлива до уровня 8,0—10,0 мПа.

15. Указанные ранее значения показателей совершенства камеры и, прежде всего, стабильность во времени температурных полей на выходе из нее, должны обеспечиваться не только при равномерном потоке воздуха за компрессором, но и при наличии в нем неравномерностей перед камерой. Чем выше неравномерность потока, тем с большими гидравлическими потерями должна проектироваться ЖТ, выполняющая роль выравнивающей решетки. Такая взаимосвязь неравномерности потока воздуха и гидравлического сопротивления камеры определяет требования к разработчикам компрессора.

Компрессор по всей линии совместной работы с КС должен направлять в нее поток воздуха с параметрами, укладываемыми в допуски по:

- неравномерности скорости потока;
- превышению максимальной скорости над средней по сечению;

отклонению потока от осевого направления;
расположению максимума скорости в сечении;
частоте колебаний давления.

1.2.2 Функциональные показатели (группа II)

Вторая группа требований, представленных в табл. 1.3, отражает работоспособность горячих узлов двигателя в течение ресурса. Учет этих требований при проектировании позволяет определить те необходимые запасы в системах жизнеобеспечения горячих узлов, которые гарантируют надежную эксплуатацию двигателя.

Таблица 1.3

Показатели, изменение которых допускается в течение ресурса	Допустимое изменение	Место проверки
Окружная неравномерность поля температуры газа, К	≤ 40 ≤ 30	Двигатель Установка
Радиальная неравномерность поля температуры газа, %	≤ 2	Двигатель
Пропускная способность поясов охлаждения ЖТ, %	≤ 20	—»—
Расход топлива через форсунку, %	≤ 5	—»—
Отложение продуктов неполного сгорания на стенках камеры	Допускается, кроме налета сажи на деталях фронтального устройства	
Утонения стенок ЖТ в результате окисления (за межремонтный период), %	≤ 20	
Поля скоростей за компрессором, %	≤ 2	Двигатель
Герметичность топливного коллектора по уплотнительным торцам форсунок	Полная Допускается отпотевание без образования капельной течи	

Ресурс камеры зависит $\tau_{от}$ назначения летательного аппарата и подтверждается в ходе проведения специальных стендовых и летных испытаний. Существуют понятия начального, межремонтного и общетехнического ресурса. Начальный ресурс — это то минимальное время надежной работы двигателя, которое гарантирует завод в начале его летной эксплуатации (после государственных испытаний). Межремонтный ресурс $\tau_{мр}$ — это кратное общетехническому ресурсу $\tau_{от}$ время работы, по истечении которого необходим капитальный ремонт элемента или замена его ($\tau_{мр} = \frac{\tau_{от}}{2-3}$). Общетехнический ресурс — это время эксплуатации, после которого ремонт элемента двигателя экономически нецелесообразен.

Ориентировочные значения ресурсов КС приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Назначение летательного аппарата	Начальный ресурс, ч		Межремонтный ресурс, ч		Общетехнический ресурс, ч	
	двиг.	КС	двиг.	КС	двиг.	КС
Для военной авиации	100	300	500	1000	1000	1000
Для гражданской авиации	1000	3000	7500	7500	15000	7500 или 15000

1.2.3. Прочностные показатели (группа III)

Третья группа требований (табл. 1.5) регламентирует запасы прочности деталей камеры, которые в конечном итоге существенно влияют на ее весовые показатели. Существуют нормативные значения коэффициентов запаса, учитывающие целевое назначение двигателя (для военной или гражданской авиации). Приближенные методики расчета КС на прочность изложены, например, в работе [2] и в руководящих материалах для конструкторов.

Детали КС рассчитываются на прочность, устойчивость и колебания. Соответственно назначаются коэффициенты запаса длительной прочности K_v , коэффициент запаса по устойчивости K_y и величины допустимых переменных напряжений σ_a .

Таблица 1.5

Элементы КС, Их прочностные показатели	Требуемая величина
Наружный корпус камеры	
K_B	≥ 1,8
K_Y	≥ 1,5
σ_a , Мн/м ²	< (± 30)
Давление опрессовки	
$P_{опр} = 1,5 P_{раб} \frac{\sigma_T=293 K}{\sigma_T=T_{раб}}$, МПа	(1,5 — 1,6) $P_{раб} \frac{\sigma_T=293 K}{\sigma_T=T_{раб}}$
Внутренний корпус камеры	
K_B	≥ 1,8
K_Y	≥ 1,5
σ_a , Мн/м ²	< (± 30)
Жаровая труба	
K_B	≥ 1,8
K_Y	≥ 1,5
σ_a , Мн/м ²	< (± 30)

Примечание. С целью проверки достоверности прочностных расчетов один из первых экземпляров корпусов (наружный и внутренний) должен быть подвергнут испытанию на прочность до разрушения.

1.2.4. Контролепригодность камеры (группа IV)

Четвертая группа требований связана с возможностью осуществления контроля минимального количества параметров, по которым можно судить о состоянии узла в целом. Обычно контроль за состоянием камеры на двигателе осуществляется по температуре газа за одной из ступеней турбины, по давлению топлива перед форсунками и по высшему виду элементов камеры. Для того чтобы такой контроль был возможен, в конструкции КС и турбины должна быть предусмотрена постановка соответствующих датчиков и выполнены смотровые люки.

1.2.5. Ремонтпригодность и восстанавливаемость камеры (группа V)

С целью снижения эксплуатационных затрат современные высокотемпературные двигатели конструируются по модульной схеме. Модулем считается узел, который выполняет неко-

торую функцию и может быть смонтирован взамен аналогичного узла без индивидуального согласования с сопряженными узлами.

Наличие крупных модулей позволяет выполнять быстрое восстановление двигателя простой заменой поврежденного модуля на новый.

В свою очередь, с целью быстрого восстановления поврежденного модуля крупные узлы-модули целесообразно также выполнять модульной конструкции. Это требование полностью распространяется и на КС, что и находит свое отражение в следующих требованиях: для обеспечения ремонтпригодности и восстанавливаемости камеры при ее проектировании следует предусмотреть максимально возможную модульность конструкции и взаимозаменяемость ее отдельных узлов; необходимо обеспечить возможность замены при ремонте воспламенителей, фланцев крепления, форсунок, фронтного устройства, жаровой трубы в целом или отдельных ее элементов.

1.2.6. Технологические и экономические требования (группа VI)

1. С целью снижения трудоемкости изготовления и стоимости камеры сгорания узлы и детали ее должны изготавливаться прогрессивными методами: точное литье, штамповка, включая штамповку взрывом, раскат с минимальными припусками, сварка, пайка, электрохимическая обработка (ЭХО), лазерный прожиг каналов и другие методы.

2. Раскрой листового материала должен производиться с учетом минимального количества отходов. Отходы должны использоваться для изготовления более мелких деталей. КИМ* (коэффициент использования металла) листовых деталей (с учетом утилизации отходов) должен быть не менее 0,9, а КИМ узла КС в целом — не менее 0,6.

3. Технологические процессы должны обеспечивать получение узлов со стабильными геометрическими размерами (от экземпляра к экземпляру и во времени). С целью сохранения

* КИМ является одной из характеристик, отражающих стоимость изготовления КС, и определяется как отношение массы готовых деталей к массе исходных заготовок.

формы сварных узлов КС и снятия остаточных напряжений они должны подвергаться термофиксации.

4. Пайка, сварка и термообработка узлов КС должны производиться в среде, исключающей образование окалины. Первые экземпляры узлов и деталей КС, изготовленные с применением пайки и сварки (например, коллекторы), подвергаются всесторонним пневмо- и гидронспытаниям с последующей разрезкой на образцы для исследования качества пайки и сварки.

Глава II. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ЕГО ПРОТЕКАНИЯ

2.1. ТОРМОЖЕНИЕ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА ЗА КОМПРЕССОРОМ

Скорость воздуха за компрессором обычно составляет 150—200 м/с. В этих условиях сложно обеспечить устойчивое горение в камере, поэтому перед всеми камерами сгорания ВРД для снижения скорости воздуха устанавливаются диффузорные каналы.

Течение в диффузоре принципиально неустойчиво, так как в связи с противоположным направлением действия сил давления и инерции происходит быстрое нарастание толщины пограничного слоя [8], что приводит к раннему отрыву потока от стенки и образованию зон с возвратным течением (рис. 2.1, а) у одной или обеих стенок (в зависимости от конфигурации диффузора). Образование зон отрыва сопровождается увеличением потерь полного давления. Кроме того, поле скоростей на входе в камеру в этом случае становятся особенно неравномерными, что

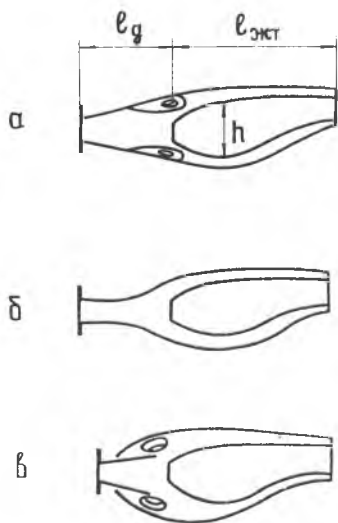


Рис. 2.1. Схемы диффузоров:
а — с отрывом потока; б — изогradientный; в — со стабилизированным отрывом

усложняет обеспечение надежного охлаждения стенок и требуемых полей температур перед турбиной.

В камерах сгорания «однорежимных» двигателей, например в промышленных установках, применяются плавные диффузоры большой длины, обеспечивающие безотрывное течение воздуха и минимальные потери давления. К таким устройствам относится изогradientный диффузор (рис. 2.1 б), в котором при потенциальном течении остается постоянным градиент давления по длине $dP/dl = \text{const}$. Такой диффузор профилируется в соответствии с уравнением

$$F_l = \frac{F_x}{\sqrt{1 + \left[\left(\frac{F_x}{F_k} \right)^2 - 1 \right] \frac{l_x - l_l}{l_x}}},$$

где l_l и F_l — текущая длина и площадь диффузора; F_x — площадь выходного сечения диффузора; F_k — площадь сечения на выходе из компрессора (на выходе в КС); l_x — длина диффузора.

В связи с многорежимностью авиационных ГТД, сопровождающейся изменением полей скорости и давления на входе в камеру, диффузоры, как правило, выполняются по схеме со стабилизированным отрывом (рис. 2.1, в), что позволяет получить устойчивые характеристики диффузора и уменьшить его длину. Недостатком таких диффузоров является возникновение дополнительных потерь давления из-за большой неравномерности профиля скорости по любому сечению за точкой отрыва. Конструктивно диффузоры могут быть выполнены коническими, плоскими и кольцевыми.

Конические и плоские диффузоры (см. рис. 2.2, а) характеризуются степенью и углом раскрытия: $n_2 = \frac{F_2}{F_1}$; $\text{tg} \frac{\alpha}{2} =$

$$= \frac{D_2 - D_1}{2l_d}.$$

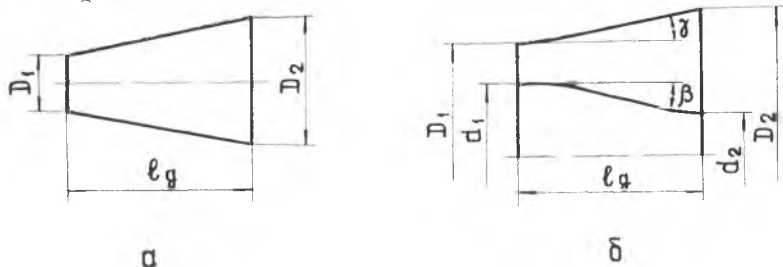


Рис. 2.2. Схемы диффузоров: а — конический; б — кольцевой

Кольцевые диффузоры (рис. 2.2. б) обычно «приводят» к эквивалентным круглым по формулам:

$$D_{\text{пр}1} = \sqrt{D_1^2 - d_1^2}; \quad D_{\text{пр}2} = \sqrt{D_2^2 - d_2^2}; \quad \text{tg} \frac{\alpha_{\text{пр}}}{2} = \frac{\sqrt{D_2^2 - d_2^2} - \sqrt{D_1^2 - d_1^2}}{2i_a}$$

Для таких диффузоров потери полного давления определяются следующим образом: $\Delta P_a^* = \xi_a \rho_a (\omega_k^2 - \omega_a^2)/2$, здесь ξ_a — коэффициент, учитывающий потери на трение и на расширение.

При $\beta \approx \gamma$ потери рассчитываются по формулам:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{8 \sin \beta} \left[1 - \frac{1}{n_a^2} \right]; \quad \xi_p = K_1 (2,55 \text{tg} \frac{\alpha_{\text{пр}}}{2})^{1,25} \left(1 - \frac{1}{n_a} \right)^2; \quad \xi_a = \xi_p + \xi_{\text{тр}}$$

Изменения значения коэффициента K_1 в зависимости от угла раскрытия диффузора показаны на рис. 2.3.

Коэффициент восстановления полного давления в диффузоре σ_a зависит от скорости потока за компрессором и связан с коэффициентом гидравлических потерь ξ_a соотношением

$$\sigma_a = 1 - \frac{\Delta P_a^*}{P_a^*} = 1 - \frac{K}{2} M_2^2 \xi_a$$

Учитывая, что в КС авиационных ГТД диффузор конструктивно выполняется с центральным телом, кроме перечисленных потерь необходимо оценивать и потери на поворот потока при обтекании головной части жаровой трубы (рис. 2.4):

$$\xi_{\text{пов}} = \frac{\Delta P_{\text{пов}}}{\rho_a w^2 / 2} = 0,73 ABC$$

Коэффициенты A , B и C зависят соответственно от угла поворота δ , относительного радиуса скругления R/h и степени вытянутости поперечного сечения канала b/h и определяются по графикам, полученным Г. Н. Абрамовичем (см. рис. 2.4).

Однако такой подход не позволяет достаточно точно определить потери давления и прогнозировать пространственно-временную нестационарность течения. В связи с этим на прак-

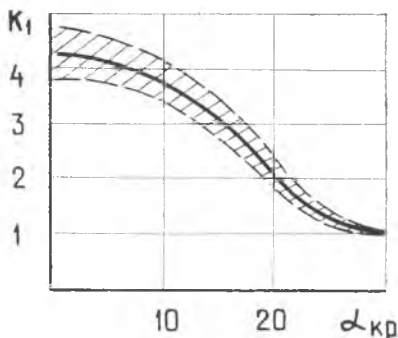


Рис. 2.3. Зависимость коэффициента K_1 от угла раскрытия диффузора $\alpha_{\text{кр}}$

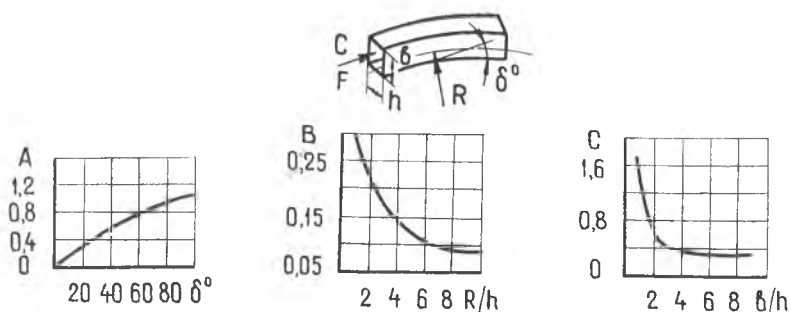


Рис. 2.4. Зависимости коэффициентов А, В и С от угла поворота δ , относительного радиуса скругления R/h и степени вытянутости поперечного сечения b/h канала диффузора

тике при проектировании диффузоров кольцевых КС (кольцевой диффузор с центральным телом — жаровой трубой), получивших в последнее время широкое распространение, потери давления определяются обычно на основе опытных статистических данных, максимально приближенных к проектному случаю, т. е. к выбранному прототипу.

2.2. ПОДГОТОВКА ТОПЛИВНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Химическая реакция горения протекает в газовой фазе. Следовательно, устройство камеры должно обеспечивать соответствующую подготовку топливно-воздушной смеси (ТВС), в результате которой происходит испарение жидкого топлива, смешение паров жидкости с воздухом и прогрев ТВС до температуры воспламенения. Лишь после этого происходит воспламенение и начинается процесс собственно горения.

Правильная подготовка ТВС и успешное сжигание ее обусловлены рядом сложных физико-химических и аэрогидродинамических процессов, организация которых зависит от конструкции фронтального устройства КС.

Ввиду разнообразия требований, предъявляемых к процессам в камере, сложности и недостаточной изученности явлений, предшествующих горению, и самого горения до настоящего времени не выработана однозначная точка зрения на конструкцию фронтального устройства. В результате существует много типов и конструктивных решений отдельных смеситель-

ных элементов, их компоновки и фронтальных устройств в целом, что обуславливает большой объем экспериментальных доводочных работ при их создании.

Формирование у исследователей единого взгляда на это комплексное явление — единый процесс КС — происходит на базе изучения его отдельных составляющих. Известно, что процесс подготовки ТВС состоит из подачи топлива в жаровую трубу, его частичного испарения, смешения с воздухом до образования микро- и макрозон с благоприятными для горения составом смеси, ее прогрева и воспламенения. Далее происходит выгорание ТВС.

Скорость распространения пламени в неподвижной заранее подготовленной керосино-воздушной смеси почти на два порядка меньше среднemasсовой скорости движения воздуха и продуктов сгорания по газозоудушному тракту двигателя. Поэтому возникает необходимость введения в конструкцию камеры средств интенсификации горения и обеспечения его устойчивости. Основной способ интенсификации — ускорение медленно протекающих на молекулярном уровне процессов теплопроводности, испарения, диффузии и горения макроскопическими эффектами. Так, испарение интенсифицируется увеличением суммарной площади массы топлива за счет дробления жидкости на капли. Смешение паров топлива с воздухом ускоряется интенсивной турбулентной диффузией. Образование зон с необходимым для горения составом ТВС ускоряется принудительным распределением топлива по сечению первичной зоны камеры с помощью распылителей топлива и соответствующего их размещения. Подведение тепла к испаряющейся жидкости и для прогрева ТВС до температуры воспламенения интенсифицируется рециркуляцией продуктов сгорания. Ускорение процесса сгорания ТВС возможно за счет повышения интенсивности турбулентности потока в зоне, где происходит этот процесс. До недавнего времени это был единственный способ, который применялся для интенсификации горения. В настоящее время все чаще фронтальные устройства проектируются так, чтобы они создавали в камере большое количество очагов горения. Цель, которая при этом преследуется, — увеличение суммарной площади поверхности горения, что позволяет при неизменной скорости распространения турбулентного пламени ускорить сгорание заданного количества ТВС.

Расчленение рабочего процесса КС на отдельные «элементарные» процессы, строго говоря, искусственно, поскольку часть из них протекает одновременно во времени и в какой-то степени накладывается друг на друга в пространстве. Тем не менее, такой подход удобен, так как позволяет выделить и проанализировать взаимосвязь отдельных параметров, определяющих в конечном итоге качество сгорания ТВС. Распыливание, испарение и смешение называют подготовительными процессами. Рассмотрим их более подробно.

Распыливание топлива

Назначение этого процесса — увеличение площади поверхности испаряющейся жидкости. Действительно, если сферическую каплю диаметром 1 см распылить на совокупность капель диаметром 10 мкм, то их суммарная площадь увеличится в тысячу раз. Следовательно, скорость испарения при прочих равных условиях может увеличиться на три порядка. Поэтому во фронтальных устройствах камер сгорания всегда предусматривается установка устройств для распыливания топлива — форсунок. Известны несколько типов форсунок, различающихся по принципу действия: механические (центробежные и струйные), пневматические и акустические. Сопоставление и выбор того или другого типа форсунки проводят в соответствии с критериями качества распыливания, к которым относятся дисперсность (мелкость), однородность, форма факела, его дальность и распределение в нем

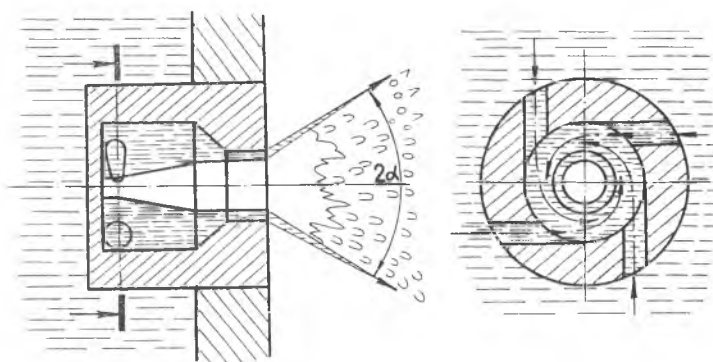


Рис. 2.5. Схема течения жидкости через центробежную форсунку

жидкости по радиусу. Величина этих критериев определяет скорость испарения капель, а также условия перемешивания паров с воздухом. Качество распыливания, сложность конструкции, возможность ее реализации в условиях конкретной КС — это свойства, удачное сочетание которых может сделать предпочтительным применение какого-либо типа форсунки.

Центробежные (рис. 2.5) и струйные (рис. 2.6) форсунки действуют по принципу механического распыливания. Под действием большого перепада давления жидкость вытекает из сопла центробежной конической пеленой, из сопла струйной форсунки — слаборасширяющейся струей. При удалении от сопла коническая пелена быстро утоняется и распадается на капли. Для дробления коаксиальных струй их делают соударяющимися. Размеры капель центробежных форсунок достигают 50—100 мкм, у струйных они заметно больше. Причем на режимах работы двигателя, где с целью уменьшения расхода топлива снижают давление подачи, распыл становится еще более грубым. Основным типом применяемых топливоподающих устройств в КС являются центробежные форсунки, поскольку в них удачно сочетаются простота конструкции с малой дальностью факела и достаточно мелким распыливанием.

С целью более значительного улучшения качества распыливания топлива и интенсификации процесса смешения механический распыл сочетается с пневматическим. Пневматические форсунки выполняются с внешним (рис. 2.7, б) и внутренним (рис. 2.7, а) смешением потоков. Распыливание в них осуществляется за счет высоких напряжений сдвига на границе жидкости и газа. Процесс идет в основном за счет энергии газового потока, что делает его по существу независимым от расхода топлива и позволяет снизить давление подачи. Размер капель, угол топливо-воздушного факела, распределение

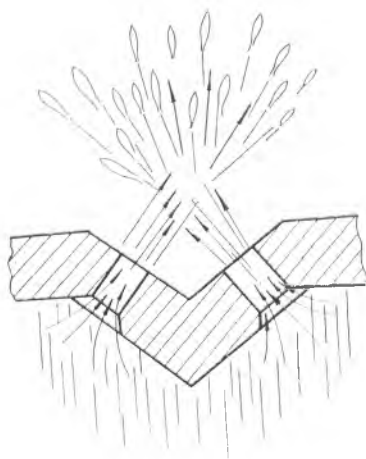


Рис. 2.6. Схема распыливания жидкости с помощью струйных форсунок

капель по потоку остаются постоянными в широком диапазоне расходов топлива. Достоинствами этих форсунок является хорошая мелкокость распыливания (размер капель получается 10—20 мкм) и то, что уже внутри форсунки начинается процесс смешения топлива с воздухом и испарение топлива за счет высокой температуры на выходе из компрессора. Это особенно важно в связи с освоением в авиации тяжелых топлив,

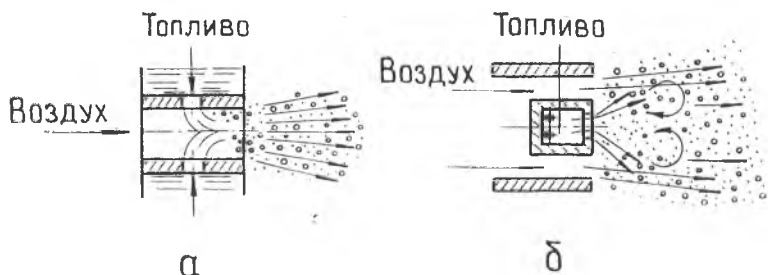


Рис. 2.7. Схема распыливания топлива в пневматических форсунках: а — форсунка с внутренним смешением топлива с воздухом; б — форсунка с внешним смешением топлива с воздухом

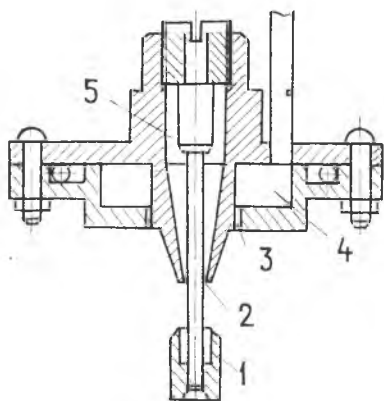


Рис. 2.8. Схема акустической форсунки:

1 — резонатор; 2 — воздушное сопло; 3 — щелевой канал; 4 — полость для жидкости; 5 — воздушная полость

обладающих повышенной термостабильностью. Однако для достижения высокого качества распыла требуется значительный перепад давления в воздушном канале, что ведет к повышению гидравлического сопротивления фронтного устройства и затрудняет применение этих конструкций в авиационных ИТД. Результаты исследования работы таких форсунок изложены в [9, 10, 11].

В акустических форсунках (рис. 2.8), которые иногда находят применение в экспериментальных конструкциях КС и воспламенительных устройств, распыливание

топлива осуществляется высокоскоростным потоком воздуха, который пульсирует с акустическими (чаще ультразвуковыми) частотами. Пелена или струя жидкости попадает в область, где при набегании воздушного потока на резонатор образуется пульсирующий скачок уплотнения. Существенным недостатком таких форсунок является необходимость сверхкритического перепада давления по воздушному контуру, что также сужает возможность применения их в авиации. При необходимости более подробные сведения об этих форсунках можно получить из работы [12].

В последнее время в камерах сгорания авиационных ГТД все более широкое применение находят вихревые пневматические форсунки, построенные на основе вихревого генератора звука [13, 14, 15]. Эти форсунки (рис. 2.9) генерируют интенсивные звуковые колебания при сравнительно низких перепадах давления воздуха. Поток воздуха, пройдя через завихритель, получает закрутку вокруг оси форсунки, причем тем более интенсивную, чем больше угол установки лопаток завихрителя и чем меньше отношение $D_{кз}/D_c$. Благодаря закрутке в центральной части форсунки образуется возвратное течение газов из объема камеры сгорания. Взаимодействие прямого и возвратного течений носит автоколебательный характер и приводит к возбуждению в закрученном потоке воздуха интенсивных пульсаций скорости и давления. Топливо впрыскивается центробежным распылителем в область максимальных сдвиговых напряжений между прямым и обратным течением.

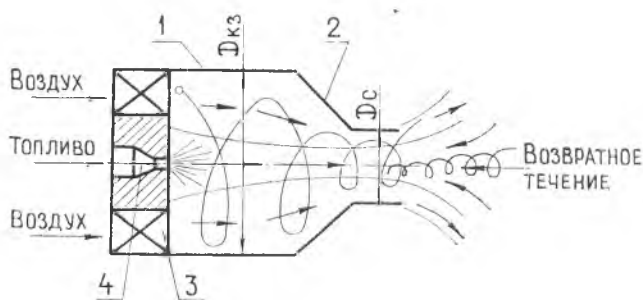


Рис. 2.9. Схема вихревой пневматической форсунки: 1 — камера закручивания воздушного потока; 2 — сопло; 3 — лопаточный завихритель; 4 — топливная форсунка-распылитель

Таким образом, в этой форсунке сочетаются механический распыл центробежным топливным распылителем, пневматический распыл закрученным потоком воздуха и интенсификация дробления капель пульсациями скорости в потоке. Диаметр капель достигает 20—40 мкм при скорости воздуха перед фронтным устройством 120—130 м/с. В этих форсунках (как и в форсунках, в которых для дробления жидкости используется воздушный поток) уже вблизи сопла начинаются процессы испарения и смешения, т. е. такие форсунки по существу являются смесительными элементами. Их факел в дальнейшем образует единичный очаг горения, поэтому они чаще называются горелками.

Почти в любом типе смесительного элемента, применяемого в основной камере, топливная магистраль заканчивается центробежной форсункой. Ее расчет в основном заключается в определении таких геометрических размеров, которые при определенном заданном перепаде давления обеспечивают необходимые угол факела и расход топлива. При этом оценивается также и диаметр капель, что достаточно сложно, так как его величина зависит от свойств жидкости и среды, а также от относительной скорости капель, определяющих аэродинамическое сопротивление движению капли, ее устойчивость и скорость разрушения до частиц заданного диаметра. При столь многочисленных влияющих факторах расчетные оценки не могут быть точными, поэтому мелкость распыливания той или иной форсункой определяется на основе эмпирических данных. Необходимые сведения об этих форсунках наиболее полно изложены в работах [16, 17].

При регулировании двигателя по дроссельной характеристике перепад давления на топливной форсунке изменяется. Минимальный перепад обычно выбирают в пределах 0,2—0,25 мПа. Если применяется пневмораспыл, то этот перепад может быть снижен до 0,02—0,1 мПа. При меньшей величине перепада (в связи с ухудшением распыливания топлива) заметно снижается полнота сгорания в камере. Достижение максимальной величины перепада давления ограничивается возможностями системы топливоподдачи, обычно она не превышает 5—6 мПа. В этом диапазоне изменения перепадов расход топлива может изменяться в 4—4,5 раза. При изменении режима работы от малого газа до максимального расход воздуха через ТРД увеличивается также примерно в 4 раза, т. е.

для работы в этом диапазоне режимов в камере можно использовать обычные одноканальные форсунки.

При изменении же условий полета от $H = 0$ при $M_{II} = \max$ до $H = \max$ при $M_{II} = \min$ расход воздуха изменяется в 20—30 раз. Чтобы расход топлива изменять в этих же пределах, не превышая максимальной величины перепада давлений (5—6 мПа), следует применять двухканальные конструкции форсунок (рис. 2.10). В них от давления $\Delta P_{T \min}$ до $\Delta P_{T \text{вкл}}$ (рис. 2.11) работает только первая ступень. При давлении большем $\Delta P_{T \text{вкл}}$ постепенно открывается перепускной клапан, и топливо поступает через оба канала. При давлении $\Delta P_{T \max}$ перепускной клапан полностью открыт. Если бы клапан был открыт полностью с самого начала, то расход топлива соответствовал бы кривой 3. В многоорелочных камерах сгорания применяют одноканальные топливные форсунки, но на малых перепадах давления топливо поступает не через все форсунки, а только через некоторую часть их, называемую первым контуром.

Таким образом, расход топлива при изменении режима работы КС регулируется изменением количества включенных форсунок.

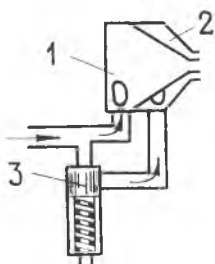


Рис. 2.10. Схема двухканальной топливной форсунки: 1, 2 — центробежные форсунки первой и второй ступени; 3 — перепускной клапан

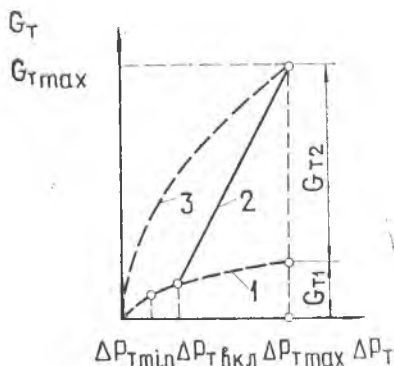


Рис. 2.11. Расходная характеристика двухканальной форсунки: 1 — расход топлива через форсунку первой ступени; 2 — расход топлива через форсунки первой и второй ступени при частично открытом перепускном клапане; 3 — расход топлива через обе ступени при полностью открытом клапане

Испарение

В процессе испарения топлива некоторое количество тепла затрачивается на подогрев капель и на испарение их при данном давлении. При розжиге камеры оно подводится из факела пламени специального устройства — воспламенителя, а на установившемся режиме — из зоны горения. Практически все тепло подводится из зоны горения за счет конвективного переноса. Решающую роль в этом явлении играет рециркуляция горячих продуктов сгорания к фронтному устройству.

Скорость испарения, и следовательно длина участка КС, необходимая для реализации этого процесса, зависят не только от условий подвода тепла, но и от физических свойств испаряющейся жидкости, диаметра капли, скорости ее движения относительно окружающей среды и т. д. Испарение вообще представляет собой кинетический процесс, при котором молекулы покидают поверхность жидкой капли и диффундируют в окружающий воздух. Характер этого процесса зависит от теплового состояния системы. При низких температурах воздуха процессом, определяющим время испарения, т. е. протекающим медленнее, является диффузия, при высоких — теплопередача.

Время, необходимое для полного испарения капли, находится из уравнения ее теплового баланса. Для оценки этого времени с запасом принимается, что размеры капель малы, движутся капли вместе с потоком среды, т. е. их относительная скорость равна нулю. В этих условиях критерий Нуссельта $Nu_D \approx 2$, и испарение удовлетворяет закону Срезневского о линейной зависимости квадрата диаметра испаряющейся капли от времени: $\tau_{\text{исп}} = d^2/\kappa$, где $\kappa = 8\lambda(T_c - T_k)/(q_{\text{исп}}/\rho_{\text{топл}})$ — константа испарения. Здесь λ — коэффициент молекулярной теплопроводности среды; T_c — температура окружающей каплю среды; T_k — температура капли; $q_{\text{исп}}$ — теплота испарения; $\rho_{\text{топл}}$ — плотность топлива.

Константа испарения обычно определяется экспериментальным путем. Горение в воздухе при температуре около 1000 К и скоростях обтекания капель до 1 м/с для керосина характеризуется величиной κ , равной 1—1,3 мм²/с. Отсюда следует, что для интенсификации процесса испарения необходимо увеличивать T_c (подводить к струе топлива горячие продукты сгорания) и уменьшать d , т. е. повышать мелкость распыла.

С м е ш е н и е

Химическая реакция происходит только на молекулярном уровне. Поэтому в процессе смешения необходимо в короткий промежуток времени из топлива, поступающего в КС через форсунки, и из воздуха, втекающего через фронтное устройство, образовать однородный газ, поскольку только в этом фазовом состоянии в единицу времени контактирует наибольшее количество молекул. Процесс смешения осуществляется в несколько этапов. Вначале топливо распылителем распределяется по некоторому объему воздуха около фронтного устройства. За счет крупномасштабной турбулентности образуются макрозоны в среднем с необходимым составом ТВС. Окончательное выравнивание состава ТВС внутри этих зон происходит путем мелкомасштабной турбулентности потока воздуха. Смешение паров топлива и воздуха завершается молекулярной диффузией. Естественно, интенсификация первых этапов уменьшает объем смеси, в котором протекает последний этап процесса, следовательно, ускоряет и улучшает смешение в целом.

В неподвижной среде явления переноса описываются законом молекулярной диффузии (закон Фика), согласно которому количество диффундирующего вещества прямо пропорционально градиенту концентрации этого вещества $q = -D (dc/dx)$.

Согласно кинетической теории газов, коэффициент диффузии D пропорционален средней длине свободного пробега молекул \bar{l}_m и средней скорости молекул рассматриваемого вещества \bar{w} , т. е. $D_m = \frac{1}{3} \bar{l}_m \bar{w}$.

В камере сгорания параллельно протекают процессы молекулярной и турбулентной диффузии. Однако, как показывают экспериментальные данные, для условий работы камер $D_T/D_m \approx (4 \div 8) 10^2$. Следовательно, молекулярной диффузией можно пренебречь и считать, что смешение в камерах сгорания определяется только турбулентным переносом вещества.

Время турбулентной диффузии вещества $\tau_d = l_T^2 / D_T$, где l_T — длина пути смешения, обычно пропорциональная некоторому меньшему размеру струи. В камере сгорания это, видимо, размер отдельной горелки. Коэффициент турбулентной диффузии $D_T \sim l_T \omega'$, где ω' — пульсационная скорость в потоке, пропорциональная величине средней скорости ω . Отсюда $\tau_d \sim l_T / \omega$.

Таким образом, уменьшить время турбулентного смешения, т. е. ускорить процесс образования топливно-воздушной смеси, можно либо за счет увеличения скорости потока, либо уменьшая размеры горелки.

2.3. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ, ЕГО СТАБИЛИЗАЦИЯ

После того как около фронтного устройства образуется смесь топлива с воздухом необходимого состава и ее температура достигнет критической величины, происходит воспламенение смеси и начинается процесс горения. Выгорание полидисперсного факела топлива осуществляется одновременно двумя путями. При традиционном способе подготовки смеси в камере вблизи фронтного устройства мелкие капли из спектра распыла форсунок достаточно быстро испаряются, смешиваются с воздухом, поступающим через фронтное устройство, и выгорают на поверхностях с оптимальным составом смеси ($\alpha \approx 1$). Выделившееся при этом тепло идет на повышение температуры в первичной зоне и частично расходуется на испарение остальной части топлива и подготовку его к сгоранию.

Более крупные капли в основном подвергаются газификации, и образовавшиеся пары вступают в реакцию по мере смешения с воздухом, поступающим в ЖТ через отверстия на некотором удалении от фронтного устройства.

В зависимости от интенсивности процессов переноса и условий, в которых протекает химическая реакция, скорость сгорания основной массы топлива будет определяться либо временем протекания реакции горения испарившихся мелких капель, либо временем испарения крупных капель и диффузии паров в воздух. Если скорость процесса горения ограничивается скоростью химической реакции, то горение называют кинетическим. Примером такого процесса является горение гомогенной, заранее подготовленной смеси. Если скорость реакции превышает скорость испарения и диффузии, то необходимое для завершения процесса горения время следует вычислять, исходя из закономерностей испарения и диффузии. Такое горение называется диффузионным. К такому виду относится горение гетерогенной ТВС. Чаще всего оба рассмотренных варианта осуществляются одновременно в одной и той же зоне горения КС. Но и в кинетической, и в диффузионной областях непосредственно горение протекает по законам кинетики химических реакций.

Кинетическое горение заранее перемешанных компонентов

Для протекания реакции горения в газовой смеси прежде всего необходимо, чтобы произошло столкновение между молекулами реагирующих веществ. Число таких столкновений тем больше, чем больше количество молекул в единице объема, т. е. чем выше концентрация реагирующих веществ. Поэтому при прочих равных условиях скорость химической реакции пропорциональна концентрациям реагентов и выражается их произведением $\omega = \kappa c_a^n c_b^m$. Здесь c_a и c_b — текущие концентрации реагирующих веществ; m и n — число молей веществ A и B , участвующих в реакции; κ — константа скорости химической реакции, зависящая от температуры и химической природы реагентов.

Эта зависимость выражается законом Аррениуса $\kappa = \kappa_0 e^{-E/RT}$, где κ_0 — предэкспоненциальный множитель, зависящий от числа столкновений активных молекул и их пространственной ориентации; E — энергия активации; R — универсальная газовая постоянная; T — абсолютная температура.

С ростом температуры скорость химических реакций очень быстро возрастает. Объяснить это только простым увеличением числа столкновений молекул невозможно, так как по сравнению со скоростью реакции оно возрастает незначительно. Считается, что в реакцию вступают не все молекулы, а только те из них, которые обладают энергией, достаточной для разрушения химических связей в молекулах исходных веществ. Эти активные молекулы образуются эндотермически из обычных молекул. Процесс их образования резко ускоряется с возрастанием температуры, как следствие увеличивается скорость химической реакции. На образование химически активных молекул и затрачивается энергия активации E .

Отсюда следует, что, независимо от начальной величины энергии системы, для осуществления реакции необходим предварительный расход энергии E_1 (см. рис. 2.12). Затем происходит реакция с выделением энергии E_2 . Разница двух энергетических уровней $E_2 - E_1$ представляет собой тепловой эффект реакции Q_p . Очевидно, что если должна произойти обратная реакция, то энергия активации будет иметь величину E_2 , а реакция пойдет с поглощением тепла. Для реакций горения углеводородных топлив величина E_1 составляет 170 000 кДж/кмоль.



Рис. 2.12. Величина энергии активации прямой и обратной реакции:
 1 — начальный энергетический уровень исходных веществ; 2 — энергетический уровень продуктов прямой реакции

На скорость химических реакций оказывает влияние и давление. С изменением давления изменяются константа скорости реакции и концентрации реагирующих веществ.

Как показывает анализ стехиометрических уравнений, скорость бимолекулярных реакций горения углерода и водорода должна возрастать пропорционально квадрату давления. Однако на практике степень этой зависимости различна, поскольку окисление C и H_2 проходит через стадии образования целого ряда промежуточных соединений. Тем не менее, можно определенно сказать, что с ростом давления скорость горения должна возрастать.

Существенное влияние на скорость химической реакции оказывает состав ТВС. Если суммарная относительная концентрация двух участвующих в реакции веществ A и B равна 1 ($\bar{a} + \bar{b} = 1$), то зависимость скорости реакции от состава смеси определяется произведением $\bar{a}(1 - \bar{a})$, где \bar{a} — относительная концентрация одного из реагентов (горючего или окислителя). При изменении \bar{a} от 0 до 1 изменение скорости реакции характеризуется линией 1 на рис. 2.13. Присутствие третьего вещества — нереагирующей примеси, например азота воздуха, характер зависимости не изменяет, уменьшаются лишь величины скоростей (линия 2).

Как отмечалось, действительные реакции протекают не непосредственно между молекулами исходных веществ, а через образование промежуточных активных продуктов, которые

вступают в реакции с исходными веществами, образуя конечные продукты реакции и несколько новых активных центров (зоны, где преобладают атомы и радикалы), продолжающих реакции далее. При наличии исходных веществ и образовавшихся активных центров, обладающих небольшой энергией активации, реакция продолжается по той же схеме. Такие реакции называют цепными. Горение углеводородных соединений протекает по разветвленным цепным реакциям, т. е. вступление в реакцию одного активного центра параллельно с образованием конечных продуктов вызывает появление нескольких новых активных центров. Реакция со временем самоускоряется.

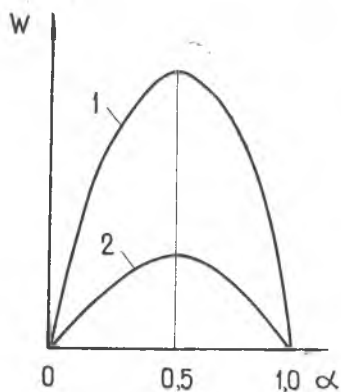


Рис. 2.13. Зависимость скорости реакции от состава смеси:

1.— в состав смеси входят только горючее и окислитель; 2— при наличии нереагирующей примеси

Время, в течение которого происходит увеличение скорости реакции (из-за возрастания концентрации активных продуктов) до значения, когда реакция может быть зафиксирована приборами, называют периодом индукции. Этот период считается временем химической задержки воспламенения. В сочетании с физической задержкой оно дает полное время задержки воспламенения. Физическая задержка — это время, которое затрачивается на протекание процессов подготовки и прогрева ТВС до момента, когда начинается ускорение химической реакции, т. е. происходит воспламенение ТВС.

Процесс воспламенения начинается с того, что к какому-то объему ТВС подводится тепло извне, например, от пускового воспламенителя. В смеси ускоряется химическая реакция окисления, ее скорость становится заметной и далее все более увеличивается. Соответственно увеличивается количество выделяющегося в ходе реакции тепла, которое расходуется на дальнейший нагрев смеси и на потери в окружающую среду.

Дальнейшее протекание процесса зависит от соотношения тепловыделения и тепловых потерь. Если наступает тепловое равновесие, то устанавливается стационарная температура, несколько превышающая температуру окружающей среды.

Если приток больше потерь тепла, то повышение температуры ТВС приводит к самопроизвольному прогрессивному росту скорости реакции. По истечении периода индукции происходит самовоспламенение ТВС.

Разогрев, предшествующий самовоспламенению, зависит от энергии активации и величины критической температуры, при которой подвод и отвод тепла уравниваются. Для реакций горения этот разогрев, как правило, не превышает нескольких десятков градусов. Поэтому на установившемся режиме работы двигателя зона горения является надежным источником тепла для разогрева ТВС. Необходимость в воспламенителе отпадает. Необходимо лишь обеспечить надежный механизм переноса тепла из зоны развитого горения к свежей смеси. Момент воспламенения — это начало процесса горения (в данном случае кинетического). От момента воспламенения, от координаты точки воспламенения x_i ведется отсчет времени и пространства, необходимого для размещения зоны горения в КС. Очевидно, что для создания КС малых размеров следует предпринимать меры для сокращения зоны подготовительных процессов, т. е. нужно знать, какие факторы и как влияют на x_i .

Если рассмотреть турбулентное смешение продуктов сгорания и свежей смеси в зоне рециркуляции (см. рис. 1.1), то для описанного стационарного процесса воспламенения удается получить решение в виде зависимости координаты воспламенения вдоль линии тока от параметров течения:

$$x_i = \text{const } j^* (\alpha) \frac{P \omega_1}{PT_2} \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)^3 e^{E/TR}.$$

Из этого выражения следует, что наиболее сильное влияние на воспламенение оказывают температура продуктов сгорания T_2 и энергия активации E , существенно влияет на воспламенение и начальная температура свежей смеси T_1 ; увеличение степени турбулентности ϵ и скорости течения ω_1 свежей смеси ухудшают процесс воспламенения, т. е. затягивают его. Такое же влияние оказывает и снижение давления в камере P . Очевидно, что процесс воспламенения ТВС зависит от состава ТВС $j^*(\alpha)$.

Стехиометрическая смесь воспламеняется наиболее легко. В обе стороны от $\alpha = 1$ воспламенение ухудшается.

Особенности диффузионного горения

Поскольку кинетическое горение жидких топлив происходит в паровой фазе, процесс горения капли жидкого горючего

в среде газообразного окислителя (диффузионное горение) можно представить следующим образом.

Капля жидкого топлива окружена атмосферой, насыщенной парами этого горючего. Вблизи неподвижной капли устанавливается сферическая зона кинетического горения. Для капель, движущихся относительно среды, горение происходит в следе за каплей аналогично горению за плохообтекаемым телом. Зона кинетического горения очень тонкая, в пределе — поверхность, на которой концентрация паров топлива и кислорода близки к нулю вследствие практически мгновенного реагирования диффузионных потоков этих компонентов горючей смеси, поступающих в зону горения при составах, близких к стехиометрическому соотношению между ними. Скорость горения определяется наиболее медленной стадией — скоростью испарения горючего.

В пространстве между каплей и зоной горения находятся пары жидкого топлива и продукты сгорания; в пространстве вне зоны горения — воздух и продукты сгорания.

В зону горения изнутри диффундируют пары топлива, а снаружи — кислород. Здесь между ними протекает экзотермическая реакция. Из зоны горения тепло переносится наружу и к капле. Продукты сгорания диффундируют в окружающее пространство и в пространство между зоной горения и каплей.

Из-за уменьшения поверхности капли по мере выгорания общее испарение уменьшается, зона горения суживается и исчезает при полном выгорании топлива.

При расчете диффузионного горения капли жидкого топлива принимают, что температура ее поверхности совпадает с температурой кипения при заданном давлении среды, а пары горят у внешней границы пограничного слоя. При горении достигается температура, близкая к теоретической (при слабом влиянии излучения).

Фактически задача о диффузионном горении капли сводится к расчету испарения при перечисленных условиях. Поэтому горение каплей удовлетворяет закону Срезневского о линейной зависимости квадрата диаметра испаряющейся или горящей в диффузионном режиме капли от времени. Из этого следует простое соотношение, характеризующее диффузионное горение капли топлива: $\kappa = \frac{d_0^2 - d^2}{\tau}$. При известных свойствах топлива, фиксированных мелкости распыливания и давлении в КС эта величина является константой и называется коэффициентом горения.

Распространение пламени

Для нормальной эксплуатации двигателя необходимо, чтобы выгорание ТВС завершилось в пределах выделенного объема КС, в заданном диапазоне изменения состава ТВС и параметров потока (ω , P , T) на входе, в том числе и при быстрой перемене режимов работы двигателя.

Процесс распространения пламени на молекулярном уровне в гомогенной ТВС характеризуется величиной нормальной скорости распространения фронта пламени u_n . Ее порядок может быть оценен по уравнению $u_n \sim \sqrt{a_m/\tau}$, где a_m — коэффициент молекулярной теплопроводности; τ — время химической реакции во фронте пламени.

Для предварительно подготовленных гомогенных смесей u_n является физико-химической постоянной и имеет вполне определенное значение для каждой горючей смеси при фиксированных давлении и температуре. При наличии поджигающего источника фронт пламени в ламинарном потоке представляет собой поверхность, которая в зависимости от средней скорости движения смеси ω_{cp} берет начало в источнике и располагается под некоторым углом φ к вектору ω_{cp} . Величина φ определяется из выражения $\sin \varphi = u_n/\omega_{cp}$.

В КС сжигание ТВС происходит в движущемся турбулентном потоке. При наличии турбулентности поверхность фронта пламени искривляется и существенно увеличивается по сравнению с поверхностью пламени в ламинарном потоке. По аналогии с u_n скорость распространения пламени в турбулентном потоке u_T может быть представлена в следующем виде:

$$u_T \sim \sqrt{\frac{a_m + a_T}{\tau}} = u_n \sqrt{1 + \frac{\omega' l}{a_m}},$$

где ω' — пульсации скорости, а l — масштаб турбулентности.

Из этого выражения видно, что u_T зависит от физико-химических свойств ТВС (u_n , a_m) с поправкой на гидродинамическую структуру потока (ω' , l). Влияние гидродинамических факторов объясняется следующим. При мелкомасштабной турбулентности, когда l меньше толщины зоны максимального тепловыделения, фронт пламени покрывается неровностями (рябью). Поэтому поверхность, на которой со скоростью u_n одновременно реагируют горючее и окислитель, увеличивается. В результате осредненная скорость движения пламени u_T становится больше, чем u_n .

При крупномасштабной турбулентности, когда l больше толщины зоны максимального тепловыделения, увеличение поверхности горения происходит не только за счет роста ее неровностей, но и в связи с тем, что из свежей смеси вырываются отдельные объемы (моли). Попадая в зону горячих продуктов сгорания, они выгорают с поверхности, которая покрыта неровностями с меньшим масштабом турбулентности.

В соответствии с рассмотренным механизмом распространения турбулентного пламени в работе [18] показано, что

$$u_T = u_n + \frac{\omega'}{\sqrt{I_n(1 + \omega'/u_n)}}.$$

Из этой формулы следует, что с увеличением турбулентных пульсаций зависимость u_T от u_n ослабевает, однако, влияние u_n на u_T всегда сохраняется.

Величина нормальной скорости распространения пламени, входящая в формулу для u_T , в основном зависит от времени протекания химической реакции во фронте пламени τ . Время сгорания можно считать пропорциональным средней скорости химического превращения, которая зависит от температуры и состава смеси в зоне реакции в пламени.

Опыт подтверждает значительную зависимость u_n от коэффициента избытка воздуха и начальной температуры смеси (рис. 2.14). Максимальное значение u_n достигается не при стехиометрическом, а при несколько более богатом составе смеси ($\alpha = 0,9 - 0,95$), когда достигаются оптимальные условия для выхода продуктов реакции. Эти условия возникают вследствие сложного влияния одновременно действующих факторов, определяющих скорость прямой реакции: температуры горения, концентрации реагирующих веществ, скорости диффузии компонентов.

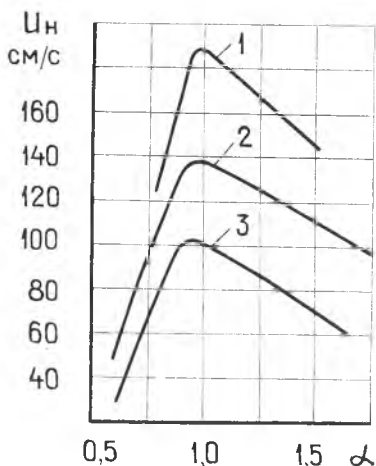


Рис. 2.14. Зависимость нормальной скорости распространения пламени от состава и температуры топливно-воздушной смеси: 1, 2, 3 — соответственно $T_{см} = 673, 573, 473$ К.

Скорость распространения пламени зависит не только от природы горючего ТВС, но и от ее температуры, а также от состава смеси (рис. 2.14). Вследствие уменьшения температуры горения при разбавлении стехиометрической смеси горючим, окислителем или инертным газом скорость распространения пламени в ней уменьшается и одновременно увеличиваются тепловые потери, которые при определенной степени разбавления приводят к прекращению горения. Следовательно, существуют концентрационные пределы, внутри которых возможно распространение пламени. Опытные зависимости $u_n = f(\alpha, T_{см})$ на краях обрываются на величинах $u_n > 0$, что свидетельствует о существовании граничных скоростей распространения пламени.

Если некоторую смесь, находящуюся в указанных концентрационных пределах воспламенения, зажечь в каком-либо месте, то пламя распространится по всей смеси. Если же смесь, лежащая вне концентрационных пределов воспламенения, может быть зажжена сильным источником, то пламя в ней не будет распространяться и погаснет. При умеренных температурах керосино-воздушных смесей пламя может распространяться по смеси при изменении α от 0,6 до 1,7.

Характер влияния пульсационной составляющей скорости потока свежей ТВС ω' в комментариях не нуждается: увеличение ω' всегда почти линейно приводит к росту u_T .

Скорость ω' является чисто гидродинамической характеристикой, зависящей от конструкции фронтального устройства и организации системы ввода воздуха в жаровую трубу. Для определения ω' необходимо располагать экспериментальными данными о степени турбулентности ϵ потока ТВС в зоне горения камеры. Для КС различных конструкций величина ϵ изменяется в пределах 0,45—0,75, а ω' находится из выражения $\omega' = \epsilon \omega_{ср}$.

Зная величину u_T , можно по зависимостям, приведенным в разделе 2.4, оценить условную поверхность пламени $S_{фак}$ и проверить, завершится ли процесс горения в пределах выделенного объема КС.

Стабилизация пламени

В современных ГТД средняя скорость потока воздуха на входе в КС всегда превышает u_T , поэтому для обеспечения устойчивого процесса горения в камере должны быть предусмотрены меры, обеспечивающие стабилизацию пламени.

Практически во всех выполненных конструкциях КС стабилизация осуществляется путем создания в их головной части местных зон с малыми скоростями ТВС и обратными токами продуктов сгорания (рис. 2. 15).

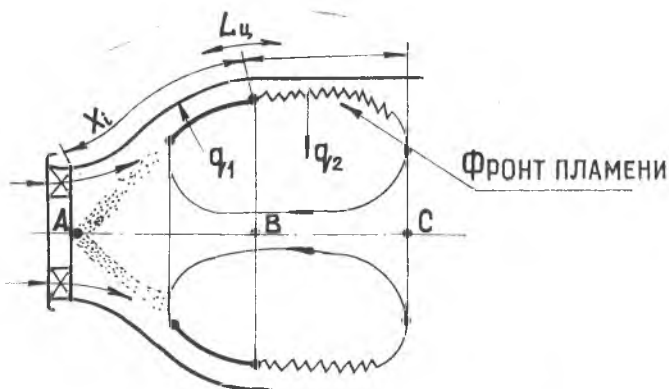


Рис. 2. 15. Схема течения за фронтным устройством

Редиркулирующие течения обычно организуются путем постановки во фронтных устройствах завихрителей первичного потока воздуха или плохообтекаемых тел, созданием струйных пристеночных течений и т. д. Редиркулирующие продукты сгорания, контактируя с поступающей свежей ТВС, обеспечивают ее прогрев и воспламенение. При этом ширина диапазона работы камеры по α определяется составом смеси и временем ее пребывания в первичной зоне КС.

Результаты исследования этой зоны, приведенные в работе [19], показали, что на нормальных эксплуатационных режимах испарение основной массы топлива завершается на расстоянии 30—50 мм от среза сопел форсунок, а выгорание образовавшихся паров топлива осуществляется по мере их перемешивания с воздухом.

Поскольку степень турбулентности потока в первичной зоне велика, то в КС с относительно большими горелками создаются условия, напоминающие стабилизацию гомогенной ТВС в следе за плохообтекаемыми телами. Поэтому основные положения теории стабилизации пламени, разработанной для прямоточных КС, с известным приближением можно распространить и на основные КС ГТД.

По мере уменьшения размеров горелок (уменьшения длины зоны рециркуляции) влияние протяженности участка испарения обуславливает все большее искажение рассматриваемой схемы стабилизации пламени, так как размеры участка испарения и зоны рециркуляции становятся все более соизмеримыми.

В настоящее время для отыскания зависимостей, описывающих процесс стабилизации пламени, широкое распространение получили теории, в которых рециркуляционные зоны рассматриваются как гомогенные химические реакторы. При этом пределы стабилизации пламени определяются областью устойчивой работы реактора, а сам процесс стабилизации осуществляется при равенстве массы ТВС, участвующей в единицу времени в химической реакции, и массы, поступающей в то же время в рециркуляционную зону.

Основные моменты этой теории изложены, например, в работе [20]. Так, смешение в зоне рециркуляции реактора предполагается мгновенным и полным, т. е. процессы происходят в кинетической области, в которой скорость превращения веществ зависит только от скорости химических реакций. Уравнение баланса энергии в таком реакторе записывается в виде $Q = Hu V_p \omega_p = G_p c_p (T - T_1)$,

где V_p , ω_p — объем реактора и скорость химической реакции;

T_1 — температура поступающей ТВС (за пределами реактора);

T — текущее значение температуры продуктов реакции в реакторе;

G_p — секундный расход ТВС через реактор.

Если скорость химической реакции ω_p выразить в форме закона Аррениуса, расход G_p — через параметры ТВС (ω , ϵ , ρ) и характерный размер реактора h , то, учитывая зависимость текущей концентрации от температуры в зоне горения, можно получить критериальную зависимость $\frac{\epsilon \omega_1}{\rho h} = \text{const } f(T, a)$.

Значение константы либо приближенно оценивается теоретически, либо определяется из эксперимента.

Наряду с изложенной теорией, признание получили и так называемые контактные теории стабилизации пламени, согласно которым в качестве зоны, ответственной за стабилизацию, рассматривается пограничный слой между рециркулирующими продуктами сгорания и свежей смесью, натекающей на стабилизатор. При этом необходимым условием устойчиво-

сти процесса стабилизации является баланс тепла, поступающего от продуктов сгорания в рециркуляционную зону и передаваемого из этой зоны к свежей смеси.

При таком подходе, получившем развитие в работах Б. П. Лебедева, считается, что рециркулирующие газы, обеспечивающие процесс стабилизации пламени, представляют собой тепловой источник конечной массы. Эта масса должна непрерывно нагревать холодную ТВС, отдавая при этом тепло, и восстанавливать свою температуру за счет возврата тепла из области за фронтом воспламенения (см. рис. 2.15). Стационарные условия протекания процесса обеспечиваются, когда потери тепла q_1 на участке АВ равны притоку тепла q_2 на участке ВС.

Для составления и решения уравнения теплового баланса рециркуляционной зоны используется выражение для координаты начала воспламенения x_i . Совместное решение уравнения, отражающего условия воспламенения в пределах рециркуляционной зоны, и уравнения ее теплового баланса позволяет получить выражение, аналогичное записанной ранее критериальной зависимости:

$$\frac{\epsilon \omega_1}{Ph} = \text{const} \frac{T}{\left(1 - \frac{T_1}{T}\right)^3} e^{-\frac{E}{RT}} \quad \text{или} \quad \frac{\epsilon \omega_1}{Ph} = \text{const} f(T, \alpha).$$

Из этих выражений следует, что при одинаковых E , T и α комплекс $\epsilon \omega_1 / Ph$ является величиной постоянной. Физические границы горения без срыва пламени тем шире по ω_1 и α , чем меньше значение этого комплекса.

В случае гетерогенного горения состав смеси и температура в рециркуляционной зоне определяются по количеству топлива, испарившегося в пределах этой зоны.

2.4. ВЫБОР ТИПА ФРОНТОВОГО УСТРОЙСТВА

Качественная организация подготовительных процессов практически целиком зависит от правильности выбора схемы фронтального устройства.

От конструкции фронтального устройства зависят также поля температур газа на выходе из камеры, тепловое состояние стенок жаровой трубы, уровень дымления, интенсивность нагарообразования и надежность работы камеры.

Схемы фронтальных устройств могут классифицироваться либо по способу подачи воздуха, либо по способу подачи топ-

лива в жаровую трубу. Более наглядна классификация по второму признаку, поэтому она и применяется далее.

Различают фронтные устройства с форсунками, распыливающими топливо непосредственно в зону обратных токов, и фронтные устройства, у которых топливо предварительно смешивается или распыливается в некотором количестве воздуха до попадания смеси в полость жаровой трубы.

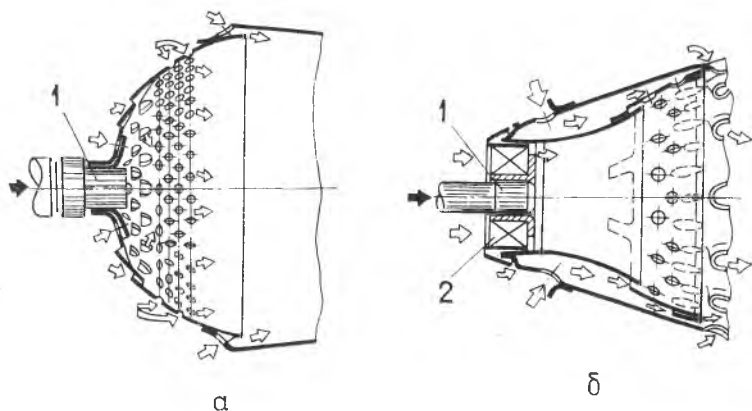


Рис. 2.16. Фронтные устройства с непосредственным впрыском топлива в зону горения: а — «терочного» типа; б — с завихрителем для воздуха; 1 — форсунка; 2 — завихритель (→ — подвод топлива; ⇒ — подвод воздуха)

Фронтные устройства первого типа (с центробежными форсунками) широко применяются в камерах, начиная с первых ГТД. Примеры их конструктивного исполнения показаны на рис. 2.16. Камеры сгорания с такими фронтными устройствами устойчиво работают в широком диапазоне изменений α и скоростей потока воздуха и обладают удовлетворительными пусковыми характеристиками.

Однако им присущ ряд существенных недостатков, которые в наибольшей мере проявляются в схемах «терочного» типа (рис. 2.16, а), а именно:

- повышенная склонность к короблению;
- высокий уровень дымления;
- высокая плотность теплового излучения факела пламени на стенки жаровой трубы;
- неудовлетворительные эмиссионные характеристики.

Указанные недостатки не позволяют рассматривать эти фронтальные устройства как пригодные для перспективных высокотемпературных двигателей с большим значением температуры воздуха за компрессором T_2^* .

Отмеченные недостатки в камерах современных двигателей устранялись различными путями:

применением горелок с предварительной аэрацией топливного факела первичным воздухом и незначительным обеднением первичной зоны (рис. 2.17);

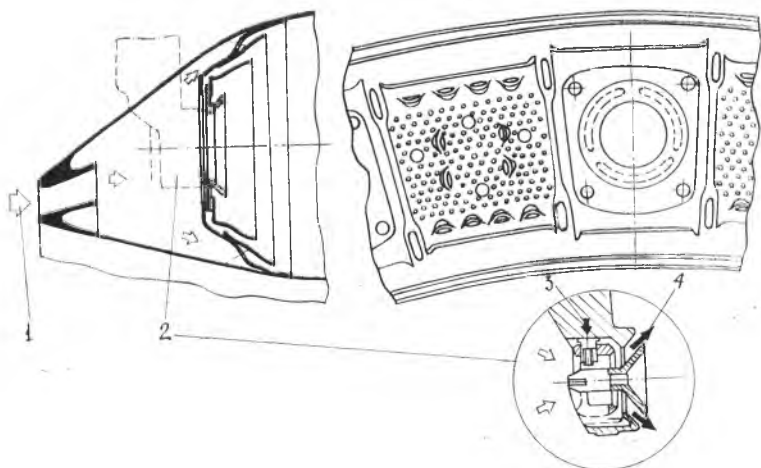


Рис. 2.17. Фронтальное устройство с предварительной аэрацией топливного факела первичным воздухом: 1 — подвод воздуха; 2 — форсунка; 3 — подвод топлива; 4 — выход топливно-воздушной смеси

применением горелок, использующих кинетическую энергию набегающего воздушного потока для распыла топлива, благодаря чему улучшается смесеобразование и на режимах с малым перепадом давления на форсунках (рис. 2.18—2.20). Этот способ подготовки топливно-воздушной смеси в большинстве схем фронтальных устройств сочетается с предварительным испарением и прогревом части топлива.

В принципе схемы с пневматическим распылом (за счет использования энергии набегающего потока) позволяют осуществить снижение давления в системе топливоподачи.

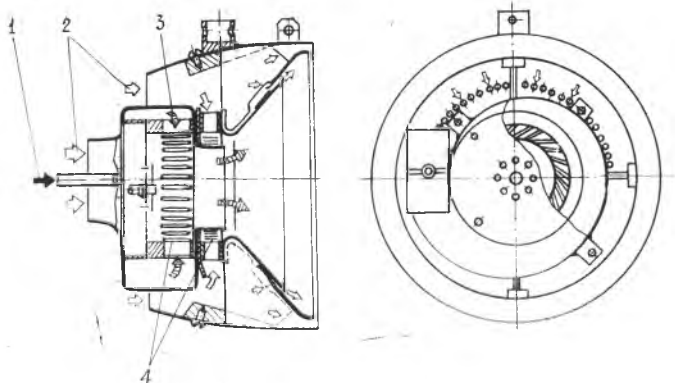


Рис. 2.18. Фронтное устройство камеры сгорания двигателя F-101:
 1 — подвод топлива; 2 — подвод воздуха; 3 — выход топливно-воздушной смеси; 4 — завихрители

Идея снижения давления топливоподдачи, предварительного смешения и испарения топлива наиболее четко представлены в конструкциях КС двигателей F-101 фирмы Дженерал Электрик и Олимп Mk-602-610, фирмы Роллс-Ройс (см. рис. 2.20) и в некоторых камерах французского производства.

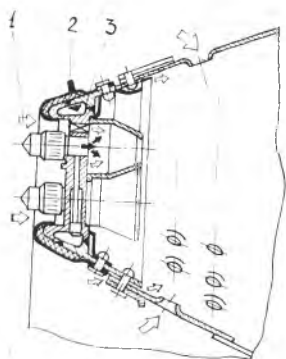


Рис. 2.19. Фронтное устройство камеры сгорания двигателя НК-8:
 1 — подвод воздуха; 2 — подвод топлива; 3 — завихритель для воздуха

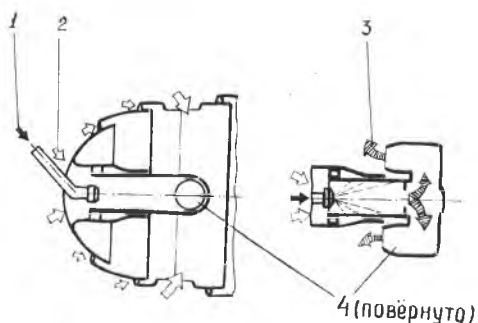


Рис. 2.20. Фронтное устройство камеры сгорания двигателя ОЛИМП Mk-602-610:
 1 — подвод топлива; 2 — подвод воздуха; 3 — выход топливно-воздушной смеси; 4 — испарительная трубка

Все камеры, в которых было осуществлено предварительное смешение, действительно улучшили показатели по дымлению, тепловому состоянию стенок и некоторые другие, однако диапазон устойчивого горения в таких камерах, как правило, оказывается более узким, чем в камерах без предварительного смешения топлива с воздухом.

Схеме фронтального устройства КС, получившей название испарительной (см. рис. 2.20), кроме отмеченной особенности (уменьшение α_{\max}) присущи существенные недостатки:

плохой запуск камеры в высотных условиях вследствие низкой полноты сгорания на режимах авторотации;

относительно повышенная эмиссия продуктов неполного сгорания на режимах малого газа;

невысокая надежность работы испарительной трубки, расположенной в зоне горения.

Приведенные схемы не исчерпывают все многообразие конструктивных решений встречающихся фронтальных устройств. Существенным является то, что схемы с непосредственным впрыском топлива в зону циркуляции и с той или иной степенью смешения позволяют получить в КС различные характеристики и таким образом удовлетворить требования ТЗ на разработку камер двигателей разного назначения. В зависимости от того, какие из предъявленных требований являются главными и каковы условия их реализации, предпочтение может быть отдано той или другой конкретной схеме. Поясним это на следующем примере. Камеры сгорания двигателей, применяемых на легких самолетах с малым общетехническим ресурсом, обязательно должны иметь широкий диапазон устойчивой работы по составу смеси, тогда как требование эмиссионного характера (за исключением дыма) для таких камер несущественно. Поэтому схема фронтального устройства может быть выполнена с небольшим обеднением первичной зоны с целью снижения саже- и коксообразования.

При установке двигателя на тяжелые самолеты требования к диапазону по α снижаются, поскольку режим полета таких самолетов не может быть изменен при смене режима работы двигателя так же быстро, как на легком самолете, имеющем малую инерционность.

Для двигателей гражданских самолетов определяющими могут оказаться требования к долговечности деталей камеры, стабильности характеристик, эмиссии и другие. Требования такого рода наиболее полно удовлетворяются в схемах с обед-

ненным составом первичной зоны, глубоким предварительным смещением и испарением топлива.

Одним из основных вопросов, которые решаются при компоновке фронтального устройства, является выбор числа горелок, который обуславливает размер факела пламени и соответственно потребную длину зоны выгорания. Длина зоны выгорания при увеличении числа горелок в геометрически подобной системе уменьшается пропорционально корню квадратному из их числа.

Это можно доказать на основе анализа общепринятых понятий, связанных с величиной поверхности фронта пламени.

Количество тепла, выделяющегося на поверхности фронта пламени, может быть определено из выражения

$$dq/d\tau = u_{\tau} S_{\text{фак}} H u_{\text{см}} \rho_{\text{см}} g.$$

где $H u_{\text{см}} = \frac{H u}{1 + \alpha L_0}$, $S_{\text{фак}}$ — условная поверхность факела пламени.

С другой стороны, $dq/d\tau = G_{\text{топл}} H u \eta_{\Gamma}$.

Сопоставляя эти выражения, получаем

$$S_{\text{фак}} = \frac{\eta_{\Gamma} (1 + \alpha L_0)}{\alpha L_0} \frac{G_{\text{в}}}{u_{\tau} \rho_{\text{см}} g}.$$

Поскольку $G_{\text{в}}/\rho_{\text{см}} g \sim V$, то $\frac{S_{\text{фак}}}{V} = \frac{\eta_{\Gamma} (1 + \alpha L_0)}{\alpha L_0} \frac{1}{u_{\tau}}$.

Поверхность горения $S_{\text{фак}}$ может быть условно представлена в виде произведения длины факела $L_{\text{фак}}$ на диаметр D , связанный с диаметром горелки $D_{\text{гор}}$: $S_{\text{фак}} = k D_{\text{гор}} L_{\text{фак}}$.

При одинаковых условиях сжигания смеси, т. е. при равных V , u_{τ} , α и η_{Γ} , величины $D_{\text{гор}}$ и $L_{\text{фак}}$ также находятся в однозначной связи: $L_{\text{фак}} = k_1 D_{\text{гор}}$.

Тогда поверхность горения $S_{\text{фак}}$ может быть выражена следующим образом: $S_{\text{фак}} = \kappa_2 D_{\text{гор}}^2$.

С учетом этого можно получить соотношение $\frac{D_{\text{гор}}^2}{V} = \text{const}$.

При рассмотрении процессов горения в подобных условиях (когда между $L_{\text{фак}}$ и $D_{\text{гор}}$ существует определенная численная связь) выражение $D_{\text{гор}}^2/V = \text{const}$ имеет смысл модельного соотношения. Пусть горелка с диаметром $D_{\text{гор}}$ раздроблена на z горелок с диаметром $d_{\text{гор}}$ так, что площади поперечного сечения большей и всех малых горелок равны между собой, т. е.

$$\frac{D_{\text{гор}}^2}{z} = d_{\text{гор}}^2 \text{ или } z = \left(\frac{D_{\text{гор}}}{d_{\text{гор}}} \right)^2 \quad (\text{а в соответствии}$$

с требованиями моделирования объемный расход через большую горелку и z малых горелок сохраняется один и тот же).

Тогда при равных u_T и α одинаковыми окажутся $n_T \cdot S_{\text{фак}}$ и соотношение длин факела и диаметров горелок $\left(\frac{L_{\text{фак}}}{D_{\text{гор}}}, \frac{l_{\text{фак}}}{d_{\text{гор}}}\right)$. С учетом этого оказывается справедливым следующее равенство: $L_{\text{фак}} D_{\text{гор}} = l_{\text{фак}} d_{\text{гор}} z$. Поскольку $D = d\sqrt{z}$, то получим $L_{\text{фак}} d \sqrt{z} = l_{\text{фак}} dz = \text{const}$. Отсюда $l_{\text{фак}} / L_{\text{фак}} = 1/\sqrt{z}$.

Полученный результат представлен графически на рис. 2.21.

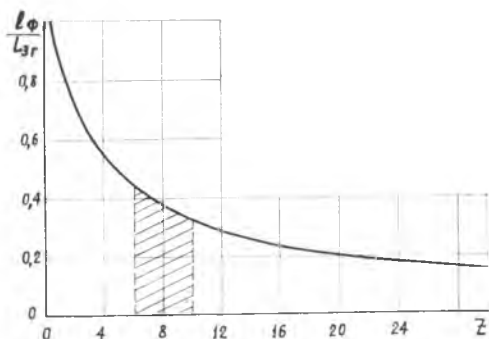


Рис. 2.21. Влияние числа горелок на длину факела пламени

Как видно из рисунка, длина факела интенсивно уменьшается при увеличении числа горелок от 1 до 6—10 штук.

Дальнейшее уменьшение размеров горелок можно признать целесообразным лишь в случае крайнего дефицита длины камеры.

Наблюдаемая тенденция к возрастанию числа горелок и обеднению состава смеси сдерживается из-за сужения диапазона устойчивого горения на бедных смесях, снижения надежности работы распылителей из-за их малых размеров, усложнения системы раздачи топлива и роста трудоемкости изготовления. В этих условиях работа по выбору схемы горелки становится еще более ответственной. Так, варианты, в основу которых положены процессы глубокого испарения топлива и смешения его с воздухом (см. рис. 2.18—2.20), при уменьшении масштаба горелки могут утратить эти основы.

В компромиссных схемах (с частичным смешением и умеренным обеднением) возможности повышения числа горелок шире. В этих схемах основное внимание должно быть уделено обеспечению бесрывного горения при максимальном α , значение которого, как известно, определяется характерным размером циркуляционной зоны (определяемым масштабом горелки). Для каждого применяемого вида топлива и диапазона параметров потока на входе (T_2^* , P_2^* , ω_2) существует минимальный размер горелки, удовлетворяющий требованиям ТЗ по диапазону устойчивого горения.

Опыт эксплуатации КС (работающих на керосине) с большим числом горелок (см. рис. 2.19) показал, что даже при уменьшении их характерного размера до 35—40 мм удается в широких пределах влиять на границы устойчивой работы камеры и выполнять требования к диапазону по α для двигателей различного назначения.

Такая возможность появляется при создании фронтным устройством ряда очагов горения ТВС различного состава.

Как отмечалось, необходимость создания коротких КС продиктована не только желанием снизить их вес, но также потребностью обеспечения приемлемого теплового состояния стенок в двигателях с высокими параметрами цикла. При увеличении числа горелок такая возможность обеспечивается

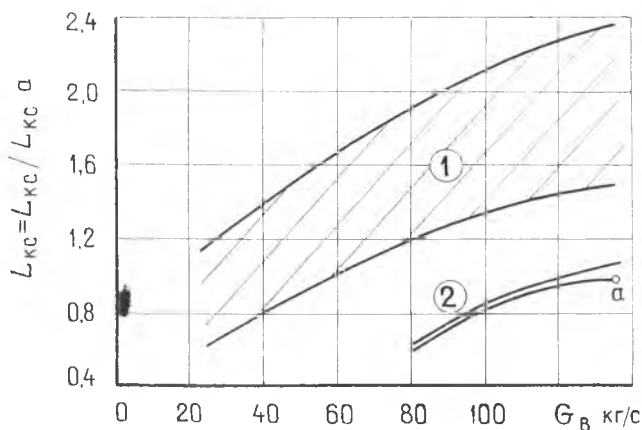


Рис. 2.22. Зависимость общей длины камер сгорания с традиционными (1) и многогорелочными (2) фронтными устройствами от расхода воздуха

вследствие не только сокращения длины зоны выгорания, но и уменьшения потребной длины зоны смешения, поскольку масштаб неравномерности, выравниваемой в газосборнике и определяемой масштабом горения, также изменяется в благоприятную сторону.

При использовании многогорелочных фронтных устройств возможность создания коротких камер сгорания с обеспечением требуемой полноты сгорания, равномерного поля температур перед турбиной, а также надежного охлаждения стенок при высоких температурах воздуха за компрессором и газа перед турбиной иллюстрируется с помощью графика (рис. 2.22), где $L_{КС}$ отнесена к длине наиболее короткой из известных КС. Как видно из рисунка, применение новых принципов при конструировании КС открывает возможности к сокращению длины камеры (в сравнении с наиболее короткими камерами традиционных схем) не менее чем в 1,5 — 2 раза.

2.5. ФОРМИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ЗА КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ СМЕШЕНИЕМ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВТОРИЧНОГО ВОЗДУХА

Среднемассовая температура газа на выходе из КС выбирается из условия надежной работы турбины. Одно из основных требований, предъявляемых к вновь создаваемой камере, — получение на выходе из нее определенного поля температур при допустимой неравномерности в окружающем направлении. Значительные отклонения температуры от средней величины могут привести к прогарам сопловых лопаток и короблению деталей статора. Форма температурного поля задается исходя из картины нагружения лопатки с целью получения наиболее благоприятных условий работы турбины. У корня рабочей лопатки турбины возникают наибольшие напряжения от центробежных и газовых сил, поэтому здесь температура газа должна быть пониженной, обеспечивающей запас длительной прочности. По высоте лопатки напряжение падает, что позволяет повышать температуру газов, превышая среднемассовую T_3^* . Во избежание перегрева корпуса турбины у конца лопатки должна быть обеспечена температура меньше T_3^* . Максимальную температуру газа обычно задают на 0,6—0,75 высоты лопатки (см. рис. 1.8, б). Подобную эпюру температуры часто называют «наклонной». В идеальном случае тем-

пература за кольцевой КС по окружности на каждом радиусе должна быть постоянной.

Получение требуемого профиля температурного поля -- одна из наиболее сложных задач, которая решается эмпирически при доводочных стендовых испытаниях камеры. Получить точно заданный профиль температуры не удастся, поэтому в ТЗ оговариваются допустимые отклонения как в радиальном, так и в окружном направлениях. Эти отклонения от желаемой температуры в заданной точке сечения могут составлять $\pm (30-50^\circ)$ в радиальном и $\pm (70-100^\circ)$ в окружном направлениях.

Окружная неравномерность температуры на данном радиусе может оцениваться, например, одним из безразмерных параметров $\Theta_{\text{окр}}$, который определяется на основании экспериментальных данных (см. 1.2.1).

Большая окружная неравномерность особенно опасна на радиусе, где средняя температура имеет наибольшее значение.

Неравномерность поля температур на выходе из жаровой трубы, например радиального поля температур, оценивается с помощью коэффициентов $\Theta_{\text{рад}}$, приведенных в п. 6 и 7 раздела 1.2.1.

Иногда суммарную неравномерность поля температур оценивают как $\Delta\Theta_{\Sigma} = (\Theta_{\text{рад}} - 1) + (\Theta_{\text{окр}} - 1)$.

Считается удовлетворительным, если $\Theta_{\Sigma} \leq 0,2$, однако такая оценка весьма условна, так как она суммарна и не отражает того, что окружная неравномерность нежелательна, и в идеальном случае $\Theta_{\text{окр}}$ должна быть равна нулю. Радиальная же неравномерность обуславливается заданным полем температур и при идеально выполненном поле имеет конечное значение.

В зону перемешивания необходимо ввести такое количество вторичного воздуха, чтобы после его перемешивания с продуктами сгорания температура снизилась до уровня ниже максимально допустимой температуры на выходе из жаровой трубы $T_3^*_{\text{max}}$. Причем подвод воздуха должен быть осуществлен так, чтобы поле температуры газа за зоной перемешивания соответствовало желаемому по всему сечению ЖТ (включая пристеночный слой). Равномерность температурного поля в конце зоны смешения при некотором поле температур, сформированном фронтным устройством, может быть определена с помощью зависимости, предложенной И. Б. Палатником и Д. Ж. Темирбаевым: $(T_3^*_{\text{max}} - T_3^*_{\text{cp}}) / (T_3^*_{\text{cp}} - 273) = 0,1 \times$

$\times (x/D_{\text{жт}})^{-1,35}$, где x — расстояние от сечения подвода струй холодного воздуха; $T_3^*_{\text{ср}}$ — средняя температура, °С.

Эта зависимость отражает процессы выравнивания температур газа и подмешиваемых струй в круглой жаровой трубе.

Относительный шаг размещения отверстий для подачи подмешиваемого воздуха должен находиться в пределах $\bar{t}_{\text{опт}} = \left(\frac{\pi D_{\text{жт}}}{z d_0} \right)_{\text{опт}} = 1,9 - 3,4$, а относительная глубина проникновения струй в поток y должна быть не менее $\bar{y}_{\text{опт}} = \frac{y_{\text{max}}}{R_{\text{жт}}} \geq 0,35 - 0,5$, где z — число отверстий диаметром d_0 ; $D_{\text{жт}}$ и $R_{\text{жт}}$ — диаметр и радиус жаровой трубы.

Задавшись величинами $\bar{t}_{\text{опт}}$, $\bar{y}_{\text{опт}}$ и допустимой неравномерностью поля, в конце зоны смещения по методике, изложенной в [5], можно определить длину зоны смещения.

Часть вторичного воздуха, подаваемого в пристеночные слои, используется для окончательного формирования радиального поля температур. Этот же воздух обеспечивает заградительное охлаждение стенок ЖТ.

Обеспечение требуемых по ТЗ полей T_3^* за камерой сгорания является одним из наиболее важных и трудоемких моментов при создании камер. По опыту доводки двигателей отработка полей за КС занимает 60—70% времени. Наиболее сложно выполнить доводку полей при создании новых образцов камер с температурой перед турбиной более высокой, чем у прототипа.

Рассмотрим качественное влияние режимных и конструктивных факторов на поля T_3^* за КС.

Поле T_3^* зависит от параметров воздуха, втекающего в КС. (P_2^* , T_2^*) лишь при сравнительно низких значениях этих величин ($T_2^* < 120 - 150^\circ\text{C}$ и $P_2^* < 0,2$ мПа) и в той мере, в какой они влияют на полноту сгорания. С ростом P_2^* и T_2^* влияние параметров состояния воздуха становится несущественным.

Главными факторами, предопределяющими неравномерность распределения T_3^* на выходе из КС, являются: 1 — степень подогрева воздуха T_3^*/T_2^* , которая однозначно зависит от α ; 2 — неравномерность поля скорости ω_2 на входе в диффузор и на выходе из него, степень раскрытия диффузора; 3 — неоднородность поля температур, формируемого головками КС; 4 — шаг между отверстиями ввода струй вторичного воздуха и глубина их внедрения в поток продуктов сгорания; 5 — точность изготовления и сборки деталей КС.

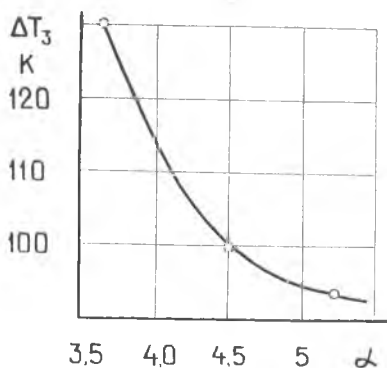


Рис. 2.23 Зависимость неравномерности окружного поля температуры T_3^* на среднем радиусе выходного сечения КС от коэффициента избытка воздуха α , определяющего величину T_3^*/T_2^* ($P_2^* \approx 0,1$ мПа, $T_2^* \approx 445$ К)

с повышенным значением T_3^*/T_2^* (с малым α) необходимо предъявлять особенно жесткие требования к снижению неравномерности поля T_3^* за счет других влияющих факторов.

Рассмотрим более подробно влияние этих факторов:

1. Влияние степени подогрева T_3^*/T_2^* в КС на величину неравномерности окружного поля T_3^* (на среднем радиусе) при прочих равных условиях иллюстрируется рис. 2.23. Рост неравномерности поля T_3^* с уменьшением α объясняется увеличением протяженности факела пламени, уменьшением доли воздуха, участвующего в перемешивании и охлаждении продуктов сгорания, а также укорочением эффективной длины участка перемешивания. Отсюда следует, что при создании КС

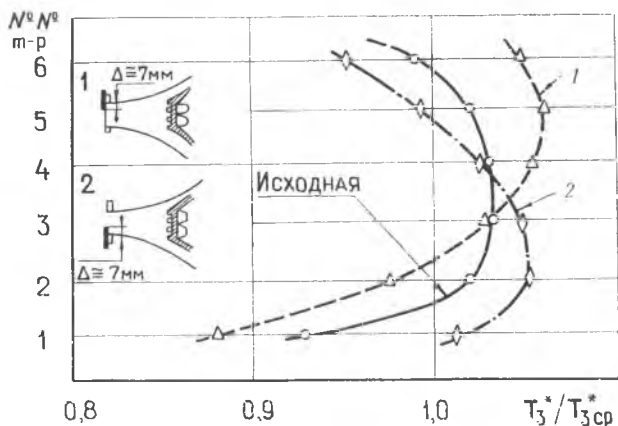


Рис. 2.24. Влияние отрыва потока в диффузоре на радиальную эпюру T_3^* ($P_2^* \approx 0,1$ мПа, $T_2^* \approx 445$ К, о — исходная КС)

2. Поле T_3^* очень чувствительно к неравномерности поля скоростей в диффузоре и каналах вторичного воздуха. На рис. 2.24 показано, насколько сильно может исказиться поле T_3^* в случае отрыва потока в диффузоре (в данном случае отрыв потока вызывался искусственно, путем установки редана с одной стороны диффузора). Увеличение степени раскрытия диффузора приводит к росту интенсивности срыва и еще больше искажает поле T_3^* . Так, при увеличении n_d в 1,5 раза его неравномерность в окружном направлении возрастает примерно вдвое.

Все диффузоры современных отечественных КС и большинства зарубежных относятся к категории коротких. Поэтому в качестве мер стабилизации течения в диффузорах (а следовательно и выравнивания полей температур T_3^*) можно рекомендовать: использование ступенчатых диффузоров; применение криволинейных (изоградиентных) стенок; отсос пограничного слоя со стенок; установку разделительных стенок*; установку вытеснителей.

Неравномерность скоростного поля в диффузоре обусловлена также наличием отдельных головок фронтального устройства. На рис. 2.25 приведены картины течения воздуха, полученные в эксперименте на участках против головок (а) и между ними (б). Как видно из рисунка, даже при ровном поле скоростей на входе на участке между головками имеются зоны отрыва большой протяженности. Течение же на участках против головок отличается большой устойчивостью и слабо реагирует на изменение степени раскрытия диффузора. Следовательно, можно ожидать, что КС, имеющая кольцевую головку, окажется более совершенной по выходным полям температуры.

Наличие в тракте КС топливной аппаратуры, воспламенителей, элементов подвески жаровой трубы, датчиков системы измерения параметров и т. п. вносит дополнительную неравномерность в распределение скоростных полей вследствие образования за этими телами аэродинамических следов.

3. В суммарную неравномерность температурного поля за КС большую долю вносят поля температур, которые формируются головками ЖТ. Распределение температур в первичной зоне, по высоте ЖТ и по окружности КС характеризуется

* Отсос пограничного слоя со стенок и установка разделительных перегородок хотя и представляются многообещающими средствами стабилизации течения, но практического распространения в двигателях не получили.

большой неоднородностью даже при отсутствии диффузора при ровном поле параметров перед головками. Очевидно, что величина неоднородности в таких условиях полностью зависит от конструкции головок, т. е. типа применяемого фронтального устройства. Эксперимент показывает, что в газосборнике происходит лишь частичное «сглаживание» этой неоднородности, однако рельеф поля при этом сохраняется таким же, как за головками.

Очевидно, что при уменьшении размеров головок (увеличении их числа) будет уменьшаться и масштаб зон неравномерности температур за ними, при сохранении длины КС это приведет к улучшению равномерности температурных полей.

4. Факторами, значительно влияющими на характер окружающей эиоры за КС, являются шаг между отверстиями ввода струй вторичного воздуха и глубина их проишкновения в поток продуктов сгорания в зоне смешения. Чем больше степень перекрытия струй (чем меньше шаг между ними) и глубина

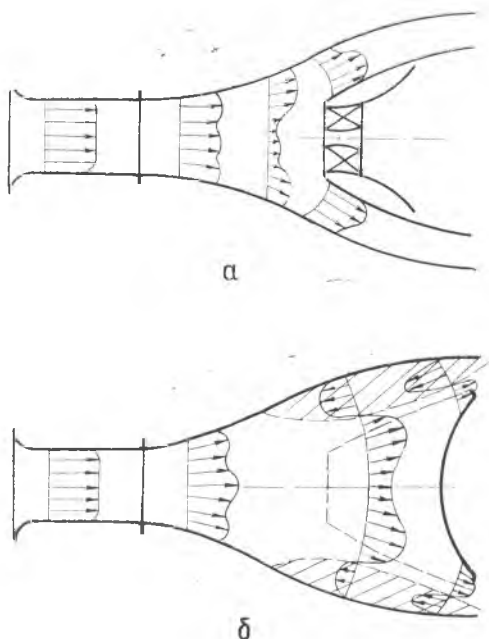


Рис. 2.25. Поля скоростей на участках против головок (а) и между ними (б).

их внедрения, тем равномернее эюора за КС. Однако увеличение глубины внедрения струй сопровождается ростом потерь полного давления в КС. Этот недостаток устраняется в значительной мере при использовании смесительных патрубков δ (см. рис. 1.1) для подачи воздуха в жаровую трубу. Смесительные патрубки чрезвычайно удобны и для профилирования радиальной эюоры (рис. 2.26).

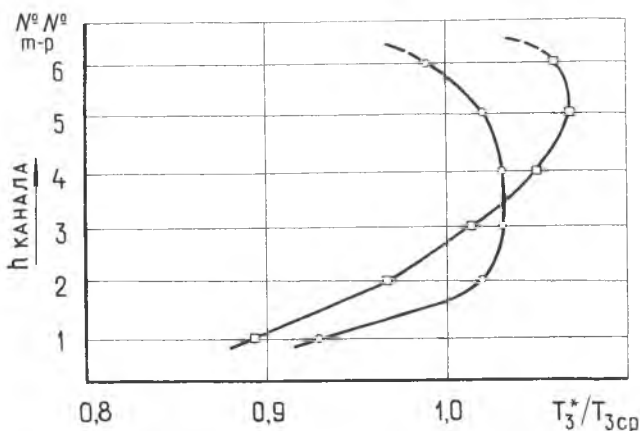


Рис. 2.26. Влияние геометрии смесительных патрубков на радиальную эюору:

□ — исходная КС; ○ — КС с удлиненными на 15 мм внутренними патрубками

Влияние шага между струями вторичного воздуха на неравномерность поля T_3^* на расстоянии x от места их ввода в продукты сгорания можно оценить по приближенной зависимости

$$\frac{T_{3\max}^* - T_{3\min}^*}{T_3^* - T_2^*} = e^{-0,25x/l} \cos\left(2\pi \frac{y}{l}\right),$$

где l — расстояние между струями; x — протяженность вдоль оси газосборника; y — координата в интервале шага между струями.

Из этой зависимости следует, что одну и ту же величину неравномерности поля температуры за КС можно обеспечить либо удлиняя газосборник при постоянной l , либо увеличивая количество струй вторичного воздуха при постоянном x .

5. На поля T_3^* существенное влияние оказывает не только конструкция отдельных элементов камеры, но и точность, стабильность ее изготовления и сборки.

Очевидно, что отклонение формы и размеров деталей камер ведет прежде всего к перераспределению потоков первичного и вторичного воздуха. Это, как правило, увеличивает неравномерность температурного поля, формируемого фронтальным устройством КС. Неточность изготовления деталей ЖТ может привести к перераспределению расхода вторичного воздуха между отверстиями в зоне смешения. Это приводит к появлению неравномерности глубины внедрения от струи к струе и окружного распределения T_3^* .

Борьба с этими нежелательными явлениями ведется путем ужесточения допусков на размеры деталей и узлов КС, совершенствования технологии изготовления и сборки.

2. 6. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОТРЕБНОГО ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ СТЕНОК ЖАРОВОЙ ТРУБЫ

Ресурс и надежность КС в значительной мере определяются температурным состоянием стенок ее жаровой части (уровнем и равномерностью нагрева ее отдельных частей). Известно, что при современном направлении развития авиационных ГТД в сторону увеличения T_3^* (приближение к стехиометрической КС) доля воздуха, которая может быть использована на охлаждение стенок ЖТ, неуклонно снижается. Результаты исследований в металлургии пока не позволяют надеяться на создание сплавов с резко отличающимися показателями жаропрочности и жаростойкости. В этих условиях уровень максимальных температур стенок ЖТ вновь проектируемых камер не должен превосходить уже освоенный для выполненных конструкций, имеющих большой ресурс. В связи с этим для высокотемпературных КС, где отсутствуют запасы воздуха на охлаждение стенок, большое значение приобретает величина поверхности, требующей охлаждения. По этому признаку наиболее подходящим типом камеры для высокотемпературных двигателей является кольцевая, у которой при одинаковом объеме ЖТ поверхность наименьшая.

В общем случае стенка ЖТ (рис. 2.27) получает на единицу поверхности тепло излучением из зоны разложения топлива и зоны горения ($q_{лг}$), а также от потока горячих газов, протекающих возле стенки ($q_{кг}$). Горячая стенка отдает теп-

ло за счет конвекции «холодному» воздуху, протекающему в канале между кожухом КС и жаровой трубой ($q_{к\omega}$), и излучения к кожуху камеры ($q_{л\omega}$). Благодаря динамическому равновесию тепловых потоков на установившемся режиме работы каждый участок стенки приобретает постоянную температуру.

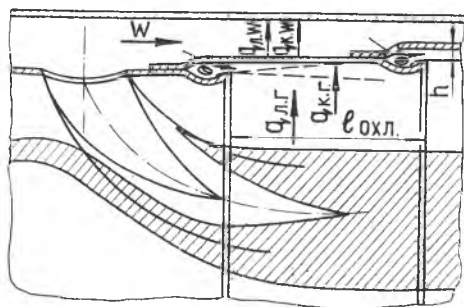


Рис. 2.27. Схема разбавления продуктов сгорания струями вторичного воздуха

В современных КС применяется комбинированное охлаждение стенок жаровой части: на внутреннюю поверхность стенки тем или иным способом (рис. 2.28) подается слой холодного воздуха (заградительное охлаждение); в кольцевой зазор между кожухом и жаровой частью пропускается поток вторичного воздуха, осуществляющий конвективный съем тепла от стенки жаровой части.

Заградительное охлаждение позволяет не только изолировать стенку от прямого воздействия горячих газов, но и отнять от нее некоторое количество тепла. Для достаточно большого числа вводов охлаждающего воздуха можно считать $q_{к\Gamma} = 0$, и уравнение баланса тепловых потоков запишется как $q_{л\Gamma} = q_{л\omega} + q_{к\omega}$.

Величина $q_{л\Gamma}$ существенно изменяется по длине ЖТ. Она имеет максимум в зоне наибольшего тепловыделения и существенно снижается как в направлении фронтного устройства, так и в направлении газосборника.

Повышенная светимость факела пламени связана в основном с нагревом мельчайших частиц сажи в зоне горения. Сами же частицы наиболее интенсивно образуются в переобогащенной топливом первичной зоне (вблизи фронтного устрой-

ва). Степень черноты сажи значительно превышает степень черноты трехатомных газов CO_2 и H_2O (конечных продуктов сгорания), также излучающих тепло, поэтому лучистый поток от пламени при увеличении в нем концентрации сажи резко возрастает.

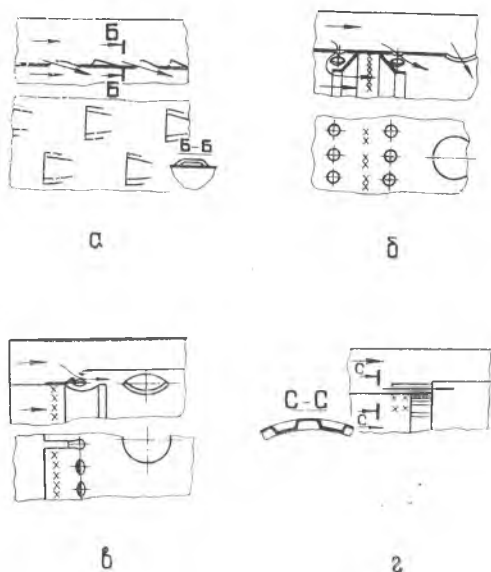


Рис. 2.28. Схемы охлаждения стенок жаровой трубы: а — «герочное»; б — с помощью профилированного кольца; в — кольцевой щелью; г — телескопическое

В работе [21] установлено, что диспергированные частицы углерода являются продуктами неполного сгорания и термического разложения жидкого и парообразного топлива в условиях местного переобогащения смеси ($\alpha < 1$). При достаточном количестве воздуха сажеобразование протекает вяло, поскольку выпадение углерода ограничивается конкурентными процессами его окисления. Резко снизить сажеобразование можно при гомогенизации смеси (устранении локальных переобогащенных зон), но при этом возникают трудности обеспечения срывных характеристик КС.

На рис. 2.29 приведены зависимости, характеризующие изменение выхода сажистых частиц от температуры при различном времени пребывания топлива в переобогащенной зоне. Из анализа кривых, приведенных на рис. 2.29, можно сделать следующие выводы:

процесс сажеобразования протекает наиболее интенсивно в температурном интервале от 700 до 1100°C;

количество выделившегося в этом температурном интервале углерода существенно зависит от времени пребывания частиц топлива в зоне переобогащения, т. е. от размеров горелки.

При температуре газа, превышающей 1100°C, и времени пребывания более 0,001 с выход углерода практически не зависит от времени и определяется в основном по величине температуры, причем с ростом температуры сажеобразование уменьшается. Величина $\tau_{пр}$ по-прежнему продолжает оказывать влияние на интенсивность сажеобразования — с уменьшением $\tau_{пр}$ сажеобразование резко снижается.

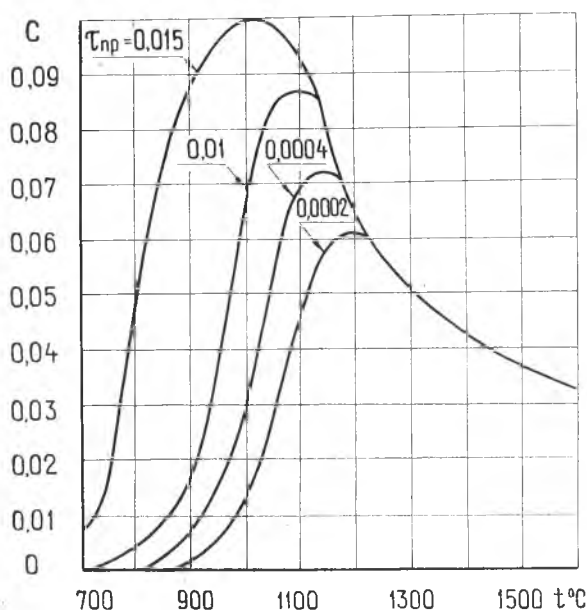


Рис. 2.29. Выход сажи в зависимости от температуры и времени пребывания топлива в переобогащенной зоне

Итак, основным средством снижения сажеобразования (левая часть характеристики $c = f(T, \tau_{пр})$) является уменьшение времени пребывания топлива в зоне с недостатком окислителя и повышение температуры за счет увеличения α в зоне горения и уменьшения $\tau_{пр}$ (правая часть). Приблизительно интенсивность сажеобразования обратно пропорциональна третьей степени α ($c \sim 1/\alpha^3$). Следовательно, незначительное увеличение коэффициента избытка воздуха приводит к существенному уменьшению числа светящихся частиц, т. е. является сильной мерой воздействия на величину лучеиспускания.

На основании изложенного материала можно наметить следующие основные пути улучшения температурного состояния элементов жаровой трубы высокотемпературной КС:

1 — поверхность жаровой части трубы должна быть минимальной, в наибольшей степени этому отвечает кольцевая форма жаровой трубы;

2 — сжигание топлива должно осуществляться в достаточно большом количестве горелок (в целях уменьшения $\tau_{пр}$);

3 — состав смеси по воздуху в горелках должен быть увеличен по сравнению с традиционным составом, что резко снизит выход сажисных частиц за счет их окисления.

При оценке величины $q_{дг}$ необходимо учитывать и то обстоятельство, что эмиссия сажи возрастает при увеличении давления и температуры на входе в КС: с ростом P_2^* увеличивается количество топлива, выгорающего в единице объема, а увеличение T_2^* при $\alpha = \text{const}$ приводит к соответствующему росту T_3^* .

Чрезвычайно сложная зависимость выхода сажи от локального состава смеси в зоне испарения топлива и подготовки ТВС, качества ее приготовления, P_2^* , T_2^* и $\tau_{пр}$ не позволяет теоретически рассчитать тепловое состояние стенок жаровой трубы, поэтому расход воздуха, идущего на охлаждение стенок, подбирается экспериментальным путем. Тенденция современного авиадвигателестроения к увеличению π_k (T_2^* и P_2^*) и T_3^* значительно осложняет проблему тепловой защиты стенок жаровой трубы. Если в КС первых ГТД $G_{охл ст}$ составлял 15—20% от суммарного расхода воздуха, то в современных высокотемпературных камерах эта величина превышает 30%. Опыт доводки КС показывает, что отношение величин $l_{охл}/h$ (см. рис. 2.27) следует выбирать в пределах 15—30. Листовые жаропрочные материалы, применяемые для изготовления жаровых труб, имеют следующие максимально допустимые тем-

пературы: ЭИ — 435 и ВЖ — 98 — 1300—1400 К; ЭИ—602 — 1100—1200 К. Обычно считают, что температура стенок жаровой трубы должна быть на 100—200 К ниже допустимой вследствие возможных отклонений температуры пламени и газа из-за несимметрии течения, смесеобразования и т. д.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пчелкин Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1973.
2. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет двигателей. — М.: Машиностроение, 1969.
3. Сторожук Я. П. Камеры сгорания стационарных газотурбинных и парогазовых установок. — М.: Машиностроение, 1978.
4. Теория воздушно-реактивных двигателей. Под ред. С. М. Шляхтеко. — М.: Машиностроение, 1975, 568 с.
5. Михайлов А. И., Горбунов Г. М., Борисов В. В., Квасников Л. А., Марков Н. И. Рабочий процесс и расчет камер сгорания газотурбинных двигателей. — М.: Оборонная промышленность, 1959.
6. Зуев В. С., Скубачевский Г. С. Камеры сгорания воздушно-реактивных двигателей. — М.: Оборонгиз, 1958.
7. Книш Ю. А. Методы снижения токсичности выхлопа воздушно-реактивных двигателей. — Куйбышев: КуАИ, 1979.
8. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976.
9. Пажи Д. Г., Прахов А. М., Равкович Б. Форсушки в химической промышленности. — М.: Химия, 1971, 199 с.
10. Кулагин Л. В., Охотников С. С. Сжигание тяжелых жидких топлив. — М.: Недра, 1967, 286 с.
11. Пажи Д. Г., Корягин А. А., Ламм Э. Л. Распыляющие устройства в химической промышленности. — М.: Химия, 1975, 199 с.
12. Дитякин Ю. Ф., Ягодкин В. И. Исследование форсунок с газоструйными акустическими излучателями. Труды ЦИАМ. № 585, 1973.
13. Книш Ю. А., Лукачев С. В. О применении вихревых акустических форсунок в авиационных ГТД. Сб. трудов КуАИ, вып. 67, 1974, с. 211—213.
14. Книш Ю. А., Белоусов А. И., Лукачев С. В. Акустические свойства вихревых пневматических форсунок. — Изв. вузов Авиационная техника, 1977, № 1, с. 17—23.
15. Книш Ю. А., Лукачев С. В. Экспериментальное исследование вихревого генератора звука. — Акустический журнал, 1977, № 5.
16. Дитякин Ю. Ф. и др. Распыливание жидкостей. — М.: Машиностроение, 1977, 208 с.
17. Хавкин Ю. И. Центробежные форсушки. — Л.: Машиностроение, 1976, 168 с.
18. Галантов А. В. Горение в потоке. — М.: Машиностроение, 1978, 160 с.

19. Дорощенко В. Е. О процессе горения в камере ГТД. Труды ЦИАМ № 354, 1959, 25 с.

20. Талантов А. В. Анализ условий стабилизации пламени на основе модели гомогенного реактора. Изв. вузов. Авиационная техника, 1978, № 3, с. 92—99.

21. Ерастов К. Н. и др. Исследование влияния параметров рабочего процесса и конструкции фронтного устройства на образование дыма в камере сгорания ГТД. Тех. отчет № 118, ЦИАМ, 1960.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Предисловие	3
Глава I. ТРЕБОВАНИЯ К КАМЕРАМ СГОРАНИЯ	8
1.1. Типичная схема организации рабочего процесса в камере	8
1.2. Ограничения и условия ТЗ на проектирование камеры сгорания	12
1.2.1. Параметрические показатели (группа I)	13
1.2.2. Функциональные показатели (группа II)	26
1.2.3. Прочностные показатели (группа III)	27
1.2.4. Контролепригодность камеры (группа IV)	28
1.2.5. Ремонтпригодность и восстанавливаемость камеры (группа V)	28
1.2.6. Технологические и экономические требования (группа VI)	29
Глава II. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ЕГО ПРОТЕКАНИЯ	31
2.1. Торможение воздушного потока за компрессором	31
2.2. Подготовка топливно-воздушной смеси	34
2.3. Процесс горения, его стабилизация	44
2.4. Выбор типа фронтного устройства	55
2.5. Формирование температурного поля за камерой сгорания смещением продуктов сгорания и вторичного воздуха	63
2.6. Обеспечение потребного теплового состояния стенок жаровой трубы	70
Литература	75

Виктор Ефремович Резник
Валерий Павлович Данильченко
Николай Борисович Болотин
Юрий Леонидович Ковылов
Сергей Викторович Лукачев

ИНЖЕНЕРНЫЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД

Учебное пособие

Редактор Э. Грязнова
Техн. редактор Н. Каленюк
Корректоры: С. Рубан, П. Куприянова

Сдано в набор 10.08.81 г. Подписано в печать 2.11.81 г. ЕО00298
Формат 60×84 1/16. Бумага писчая белая. Литературная
гарнитура. Высокая печать. Усл. п. л. 4,65. Уч.-изд. л. 4,5.
Тираж 500 экз. Заказ № 705. Цена 15 коп.

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

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