РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕР СГОРАНИЯ ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

РТМ 24.022.11—74

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО И ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Москва

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Центральным научно-исследовательским и проектно-конструкторским котлотурбинным институтом им. И. И. Ползунова

Директор	**МАРКОВ Н. М.**
Заведующий базовым отраслевым отделом стандартизации	**СУПРЯДКИН К. А.**
Заведующий топочным отделом	**ПАВЛОВ В. А.**
Руководитель темы и ответственный исполнитель	**СТОРОЖУК Я. П.**
Исполнители:	**АСОСКОВ В. А.,**
	КИСЕЛЬ В. Л.,
	КРУГОВ В. Б.,
	СУДАРЕВ А. В.,
	ШЕБАЛОВА З. А.,
	ШЕСТАКОВ Н. С.,
	ЛУК-ЗИЛЬБЕРМАН И. А.

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главным управлением турбинной промышленности Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Главный инженер	**ГОЛОВИЗНИН В. П.**

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Первый заместитель	**КРОТОВ В. В.**

УДК 621.438.056 (083.75)

Группа Е02

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕР СГОРАНИЯ ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ И ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

РТМ 24.022.11—74

Указанием Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения от 30 января 1974 г. № ВК-002/1144 введен как рекомендуемый.

Настоящий руководящий технический материал устанавливает классификацию, методику расчета камер сгорания стационарных газотурбинных и парогазовых установок и основные требования к ним.

1. ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В настоящем РТМ в качестве основной системы единиц использована система МКГСС. Условные обозначения и размерности по этой системе, а также их соотношения с системой СИ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Величина		Единица		Соотношение единиц
Наименование	Обозначение	МКГСС и внесистемная	СИ	
Длина	L	м	м	—
Диаметр	D	м	м	—
Площадь	F	$м^2$, $см^2$, $мм^2$	$м^2$	1 $см^2$=0,0001 $м^2$; 1 $мм^2$=10^{-6} $м^2$
Объем	V	$м^3$	$м^3$	—
Время	τ	с	с	—

Продолжение табл. 1

Величина		Единица		Соотношение единиц
Наименование	Обозначение	МКГСС и внесистемная	СИ	
Масса	m	кгс·с²/м	кг	1 кг=0,102 кгс·с²/м
Сила	P	кгс	Н	1 кгс=9,8 Н
Плотность	ρ	—	кг/м³	$\rho = \frac{\gamma}{g}$
Удельный объем	v	—	м³/кг	
Удельный вес	γ	кгс/м³	Н/м³	1 кгс/м³=9,8 Н/м³ 1 кг/м³=0,102 кгс/м⁴·с²
Температура	T, t	К	К	t°С=Т; К=273,15
Скорость	W	м/с	м/с	
Ускорение силы тяжести	g	м/с²	м/с²	g=9,8 м/с²
Кинематическая вязкость	ν	м²/с	м²/с	Ст=1·10⁻⁴ м²/с
Динамическая вязкость	μ	кгс·с/м²	Н·с/м²	1 кгс·с/м²=9,8 Па·с
Давление	p	кгс/м² бар мм рт.ст. ат мм вод.ст.	Па	1 кгс/м²=9,8 Па 1 бар=10⁵ Па 1 мм рт. ст.=133, 322 Па 1 ат=9,8·10⁴ Па 1 мм вод. ст.=9,8 Па
Работа, энергия, количество теплоты	Q	ккал	Дж	1 ккал=4,1868× ×10³ Дж
Удельная энтальпия (теплосодержание)	i	ккал/кг	Дж/кг	1 ккал/кг=4,186× ×10³ Дж/кг
Удельная теплоемкость истинная при данной температуре	c	ккал/кг× ×град	Дж/кг·К	1 ккал/кг·град= =4,186·10³ Дж/кг·К
— при постоянном давлении	c_p	»	»	
— при постоянном объеме	c_V	»	»	
— топлива	$c_т$	»	»	
Теплота сгорания топлива низшая	$Q_р^н$	ккал/кг	Дж/кг	1 ккал/кг=4,1868× ×10³ Дж/кг
Содержание компонентов топлива на рабочую массу:				
углерода	$C^р$	%	%	—
водорода	$H^р$	»	»	—
кислорода	$O^р$	»	»	—

Продолжение табл. 1

Величина		Единица		Соотношение единиц
Наименование	Обозначение	МКГСС и внесистемная	СИ	
серы	$S^{р}$	%	%	—
золы	$A^{р}$	»	»	—
влаги	$W^{р}$	»	»	—
Объемная доля n-го компонента	V_n	—	—	—
Массовая (весовая) доля n-го компонента	r_n	—	—	—
Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива	L_0	кгс возд. / кгс топл.	кг возд. / кг топл.	
Коэффициент избытка воздуха	α	—	—	
Коэффициент полноты сгорания	$\gamma_{сг}$	—	—	
Коэффициент теплоотдачи	α_1, α_2	ккал / м²·ч·град	Вт / м²·К	$1\ \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град} = 1{,}163\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$
Плотность теплового потока	q	ккал / м²·ч	Вт/м²	$1\ \frac{ккал}{м^2 \cdot ч} \quad 1{,}163\ \frac{Вт}{м^2}$
Мощность	N	кгс·м/с	Вт·Дж/с	1 кгс·м/с=9,8 Вт
Коэффициент сопротивления трения	λ	—	—	
Местный коэффициент сопротивления	ξ	—	—	
Расход топлива	$B_т$	кг/ч	кг/с	1 кг/с=3,6·10³ кг/ч
Массовый (весовой) расход воздуха	G	кг/ч	кг/с	1 кг/с=3,6·10³ кг/ч
Степень черноты	ε	—	—	
Степень заполнения факелом объема камеры сгорания	ψ	—	—	
Толщина пограничного слоя	δ	м	м	
Ширина кольцевого канала, высота лопатки регистра	b	м	м	
Неравномерность поля температур за камерой сгорания	$\Delta\theta$	—	—	

Основные сокращения:

ГТУ — газотурбинная установка;
ПГУ — парогазовая установка;
КС — камера сгорания;
К — компрессор;
Т — турбина, теоретический;
КСВД — камера сгорания высокого давления;
КСНД — камера сгорания низкого давления;
в — воздух (рабочее тело);
г — газы;
охл — охлаждение;
см — смешение, смеситель;
вх — вход;
вых — выход;
вн — внутренний;
внеш — внешний;
I — первичный;
II — вторичный;
конв — конвективный;
луч — лучистый;
отв — отверстие;
вт — втулка;
р — регистр;
пер — пережим (сужение);
ог — огневая зона (зона горения);
к. к — кольцевой канал (между пламенной трубой и корпусом);
щ — щель (кольцевая щель);
под — подвод (подводящая труба);
общ — общий;
стр — струи;
тр — трения;
л — лопатка регистра;
тепл — тепловой;
эк — эквивалентный;
м — местный;
из — изотермический;
снос — сносящий поток;
сопл — сопла;
п. т — пламенная труба;

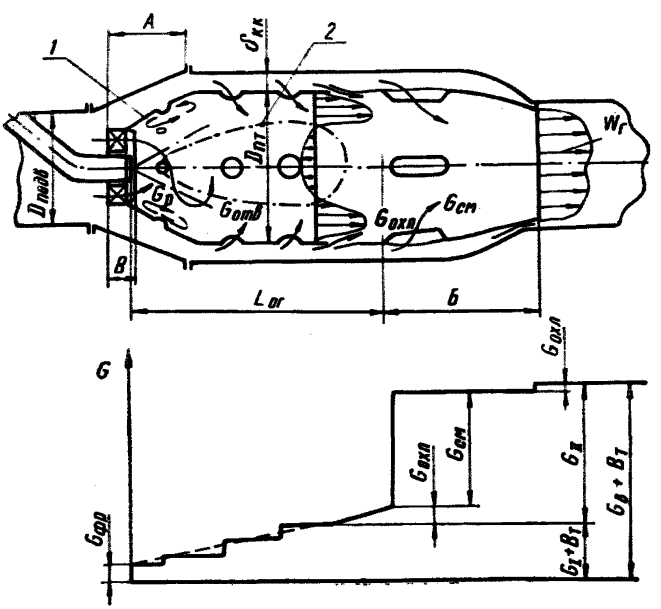
пр — приведенный;
ф — факел;
эф — эффективный;
к — корпус;
δ — величина на границе теплового пограничного слоя;
г — газ (за камерой сгорания);
огн — огневой;
о. р — основные регистры;
н — наружный.

2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Камерой сгорания называется устройство, обеспечивающее повышение потенциальной энергии рабочего тела в цикле ГТУ за счет его подогрева при сжигании в ней топлива.

Принципиальная схема камеры сгорания приведена на черт. 1.

Принципиальная схема камеры сгорания



А — фронтовое устройство; $L_{ог}$ — огневая зона; *Б* — зона смешения; *В* — горелочное устройство
1 — пристенная зона отрыва; *2* — зона обратных токов

Черт. 1

2.2. Преобразование химической энергии топлива в тепловую осуществляется в процессе сгорания.

Для обеспечения необходимого температурного уровня работы газовых турбин количество воздуха в цикле должно значительно

превышать количество воздуха, необходимого для полного сгорания топлива.

2.3. Чтобы обеспечить состав топливной смеси, благоприятный для процесса сгорания, воздух (рабочее тело), поступающий в камеру сгорания, разделяется на первичный воздух G_I, участвующий в горении, и вторичный G_{II}, смешиваемый с продуктами сгорания с целью снижения их температуры до заданного уровня.

Для интенсификации процесса горения при работе на жидком топливе может применяться также ступенчатая подача первичного воздуха по длине камеры сгорания. Такая подача воздуха позволяет поддерживать состав топливной смеси ближе к оптимальному при постепенном испарении капель жидкого топлива. Одновременно это расширяет диапазон устойчивой работы на переменных нагрузках при изменении длины зоны горения, так как воздух, поступающий через «дожигающие» отверстия, является либо первичным, если он поступает в зону горения, либо вторичным, если выгорание к этому сечению уже закончилось. Однако такая организация процесса сгорания может приводить к появлению трудносгораемого аморфного углерода при местном переобогащении смеси и к появлению нагарообразования, особенно при сжигании тяжелых жидких топлив.

Таким образом, камера сгорания разделяется на зону горения, зону смешения.

2.4. Горение топлива должно полностью заканчиваться до зоны смешения, так как введение вторичного воздуха резко снижает температуру газов, что приводит к прекращению активного процесса горения.

Процесс горения происходит при наличии топливной смеси определенного состава и температуры смеси, превосходящей температуру воспламенения.

Если в топливной смеси воздуха больше, чем теоретически необходимо для полного сгорания топлива, смесь называется бедной, а если меньше — богатой.

Смеси, при которых горение практически прекращается, называются соответственно переобедненной и переобогащенной смесями. Эти границы зависят от температуры смеси (от температуры в зоне горения).

Необходимая температура смеси достигается ее предварительным подогревом и нагревом в процессе сгорания топлива. При нарушении этих условий наступает срыв процесса горения (пламени).

Процесс устойчивого горения в определенной зоне камеры сгорания обеспечивается:

— подачей воздуха (окислителя) в количестве, необходимом для создания смеси нужного состава;

— созданием нужного температурного уровня;

— наличием зоны, где скорость перемещения топливовоздушной смеси равна скорости распространения пламени. Эта зона называется зоной стабилизации фронта пламени.

2.5. Создание необходимого уровня температуры и поля скоростей обеспечивается организацией зоны обратных токов. Зоной обратных токов называется зона, в которой направление движения газов имеет одну из составляющих, противоположную направлению движения основного потока продуктов сгорания.

2.6. Образование топливовоздушной смеси обеспечивается:

— дроблением топлива;

— перемешиванием топлива и окислителя;

— подогревом топлива для перевода части жидкой фазы в газообразную.

Дробление топлива осуществляется газовыми горелками для газообразного топлива и форсунками для жидкого топлива, при этом увеличение степени дробления топлива интенсифицирует процесс сгорания.

Перемешивание топлива и окислителя происходит за счет турбулизации потока с помощью фронтового устройства: регистра (лопаточного завихрителя), плохообтекаемых тел, перфорированной головной части и т. д.

2.7. Первоначальное зажигание топливной смеси осуществляется с помощью системы зажигания.

2.8. Для охлаждения металла, ограничивающего огневой объем камеры сгорания, применяется ряд систем охлаждения. Наиболее распространенным методом охлаждения является пропуск части воздуха $G_{охл}$ через элементы камеры сгорания с одновременным съемом тепла конвекцией с внешней стороны.

2.9. Камеры сгорания состоят из следующих основных элементов:

— фронтового устройства, служащего для организации эффективного процесса смесеобразования и создания условий для устойчивого горения. Оно включает в себя горелочные устройства (форсунки, газораздающие насадки), воздухонаправляющие и стабилизирующие устройства;

— пламенной трубы (жаровой трубы), непосредственно ограничивающей зону горения и включающей элементы системы охлаждения;

— смесителя, перемешивающего продукты сгорания с вторичным воздухом для получения заданного температурного поля газов;

— системы зажигания, осуществляющей первичное зажигание топливной смеси;

— экранов защищающих корпус камеры сгорания от теплового излучения или обеспечивающих создание необходимых потоков воздуха;

— воздухопроводов и газопроводов, обеспечивающих подвод к камере сгорания рабочего тела и отводящих от нее продукты сгорания.

3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР СГОРАНИЯ

3.1. Коэффициент полноты сгорания топлива определяется по формуле

$$\eta_{сг} = \frac{Q_I}{Q_{II}}, \quad (1)$$

где Q_I — количество тепла, выделившегося в рабочем объеме камеры при сжигании топлива;

Q_{II} — полное количество тепла, которое теоретически могло выделиться при полном сгорании топлива.

3.2. Относительные потери полного давления вычисляются по формуле

$$\sigma = \frac{\Delta H_{к.с}}{p_в^*} = \frac{p_в^* - p_г^*}{p_в^*}, \quad (2)$$

где $\Delta H_{к.с}$ — потери полного напора в камере сгорания;

$p_в^*$ — полное давление воздуха на входе в камеру сгорания;

$p_г$ — полное давление газов на выходе из камеры сгорания.

Величина потерь полного напора $\Delta H_{к.с}$ учитывает все три вида потерь: потери на трение, местные потери и потери давления при подводе тепла.

3.3. Теплонапряженность сечения камеры сгорания (пламенной трубы) $\left(\frac{ккал}{ч \cdot кгс/см^2 \cdot м^2}\right)$ рассчитывается по формуле

$$U_F = \frac{Q_I}{p_в F_{к.с}} = \frac{B_т Q_р^н \eta_{сг}}{p_в F_{к.с}}, \quad (3)$$

где $F_{к.с}$ — площадь наибольшего сечения камеры сгорания (пламенной трубы);

$B_т$ — расход топлива на камеру сгорания (пламенную трубу).

3.4. Теплонапряженность объема камеры сгорания (пламенной трубы $\left(\frac{ккал}{ч \cdot кгс/см^2 \cdot м^3}\right)$ равна:

$$U_V = \frac{Q_I}{p_в V_{к.с}} = \frac{B_т Q_р^н \eta_{сг}}{p_в V_{ог}}, \quad (4)$$

где $V_{ог}$ — объем огневой зоны камеры сгорания (пламенной трубы);

$B_т$ — расход топлива на камеру сгорания (пламенную трубу).

3.5. Неравномерность поля температур за камерой сгорания определяется:

а) по отношению разности максимальной и средней температур к средней (в %):

$$\Delta\theta = \frac{T_{max} - T_{ср}}{T_{ср}} \cdot 100, \quad (5)$$

где T_{max} — максимальная температура за камерой сгорания;

$T_{ср}$ — средняя температура за камерой сгорания (среднемассовая);

Приведенное выражение $\Delta\theta$ считается универсальным, по нему можно сравнивать камеры сгорания всех конструкций различных параметров. Формула (5) может использоваться также для расчета радиальной и окружной неравномерности температурного поля. В этом случае под T_{max} понимается максимальная температура газов на данном радиальном или окружном направлении;

б) по отношению разности максимальной и средней температур к подогреву в камере сгорания (в %):

$$\Delta\theta_{отн} = \frac{T_{max} - T_{ср}}{T_{ср} - T_{в}} \cdot 100, \qquad (6)$$

где $T_{в}$ — температура воздуха (рабочего тела) на входе в камеру сгорания. По этому выражению можно сравнивать камеры сгорания с одинаковыми режимными параметрами.

4. КЛАССИФИКАЦИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ

4.1. Камеры сгорания классифицируют:

а) по месту работы камеры сгорания в цикле:

— основные;

— промежуточного подогрева газов;

б) по компоновке:

— выносные, расположенные в отдельном силовом корпусе и имеющие трубопроводы для подвода воздуха и отвода газов;

— встроенные, имеющие общий силовой корпус с ГТУ;

в) по конструкции:

— индивидуальные, имеющие индивидуальный подвод и отвод газов;

— секционные (блочные), имеющие пламенные трубы в отдельных силовых корпусах и общий подвод воздуха;

— трубчато-кольцевые, имеющие пламенные трубы в общем силовом корпусе с общим подводом воздуха;

— кольцевые, имеющие единую кольцевую зону горения;

г) по роду сжигаемого топлива;

— для газообразного топлива;

— для жидкого топлива;

— комбинированные, работающие на жидком и газообразном топливах;

д) по направлению потоков воздуха и продуктов сгорания:

— прямоточные, где направления воздуха и газа одинаковы или близки;

— противоточные, где направления потоков воздуха и продуктов сгорания противоположны или близки к ним;

е) по количеству горелок на одной пламенной трубе:

— одногорелочные;

— многогорелочные.

5. ПРИМЕНЯЕМЫЕ КОМПОНОВКИ КАМЕР СГОРАНИЯ

5.1. Выносные камеры сгорания, имеющие самостоятельные силовые корпуса с одной пламенной трубой, располагаются параллельно или перпендикулярно к продольной оси машины, рациональнее устанавливаются и лучше компонуются с ГТУ, имеющими регенератор. Их удобно обслуживать и ремонтировать.

Наличие длинных трубопроводов между камерой и турбиной создает благоприятные условия для перемешивания продуктов сгорания. Вследствие вышеизложенного выносные камеры сгорания широко применяются в отечественном и зарубежном стационарном газотурбостроении. Такая камера может быть прямоточной с осевым подводом воздуха или с одним или двумя боковыми подводами в головной ее части (например, камера сгорания ВД ГТУ-50-800 ХТЗ, ГТ-700-4 и ГТ-700-5 НЗЛ, ЕМ-27Р фирмы «Инглиш Электрик» и др.), а также противоточной, когда воздух подводится со стороны смесителя навстречу потоку горячих газов (например, в машинах ГТ-25-700 ЛМЗ, на некоторых ГТУ фирмы «Броун Бовери» и др.).

Наряду с преимуществами выносные камеры сгорания имеют существенные недостатки:

— большие размеры камеры и наличие перепускных трубопроводов, которые увеличивают габариты и вес ГТУ и усложняют проблему компенсации;

— трудность испытания и доводки камеры натурных размеров в стендовых условиях;

— дополнительные потери напора в перепускных трубопроводах.

5.2. Встроенные камеры сгорания

5.2.1. Встроенные камеры сгорания находят применение в одновальных и двухвальных ГТУ, работающих по простой схеме без регенеративного подогрева воздуха. Установка получается более дешевой, легкой и позволяет производить быстрый пуск и набор нагрузки. В этом случае более рационально компонуются трубчато-кольцевые, секционные и кольцевые камеры сгорания.

Применение секционных и трубчато-кольцевых камер сгорания позволяет уменьшить габариты и вес ГТУ, упрощает испытания и доводку отдельных пламенных труб в стендовых условиях.

Вместе с тем к ним предъявляются повышенные требования к качеству и точности изготовления, особенно пламенных труб, регистров и форсунок, что обусловлено необходимостью получения равномерного температурного поля перед турбиной, а также к качеству топлива, его фильтрации, равномерности раздачи топлива по отдельным форсункам.

5.2.2. В трубчато-кольцевой камере сгорания в общем силовом корпусе равномерно располагаются от 6 до 16 трубчатых пламенных труб вокруг вала машины между компрессором и турбиной в первой ступени подогрева и турбинами высокого и низкого давле-

ний во второй ступени подогрева. Из компрессора воздух поступает в объем силового корпуса блока камер сгорания и распределяется по проходным сечениям пламенных труб. Средняя скорость воздуха в пространстве между корпусом и пламенными трубами не превышает 15 м/с. Такая скорость воздуха недостаточна для эффективного наружного конвективного охлаждения, поэтому в этом случае применяются более сложные по конструкции пламенные трубы: жалюзийные, перфорированные с двойными стенками, с гофрированными проставками между коническими или цилиндрическими обечайками и т. д.

По указанной схеме выполнены камеры сгорания блоков высокого и низкого давления ГТ-100-750-2 ЛМЗ, ГТУ-4-750 и ГТУ-9-750 Калужского турбинного завода, машины фирмы «Вестингауз» и «Фиат», некоторые ГТУ фирмы «Дженерал Электрик».

Газотурбинные установки с трубчато-кольцевыми камерами сгорания очень компактны, не имеют длинных наружных горячих газопроводов и воздуховодов, позволяют осуществлять быстрый пуск.

5.2.3. В секционных камерах сгорания так же, как и в трубчато-кольцевых, пламенные трубы располагаются вокруг вала машины между компрессором и турбиной, но в отличие от трубчато-кольцевых имеют свой силовой корпус. При такой конструкции облегчается экспериментальная отработка в натурных размерах одной отдельной камеры сгорания, а также доступ для ремонта и осмотра. Однако в этом случае получаются более сложные пламяперекидные патрубки и требуется установка на них специальных компенсаторов для компенсации тепловых расширений корпусов камер сгорания.

С секционными камерами сгорания известны ГТУ, выпускаемые отечественными заводами и зарубежными фирмами (камеры сгорания газотурбовоза Коломенского тепловозостроительного завода, фирмы «Метрополитен Виккерс» 2500 кВт, компании АЕ, фирмы «Дженерал Электрик»).

Компромиссно решен вопрос о входных и выходных патрубках и о длине на машине ГТ-6-750 Уральского турбомоторного завода. Пламенные трубы здесь расположены радиально вокруг вала, причем оси их перпендикулярны оси машины. Входной и выходной патрубки разгружены от давления и находятся в общем силовом корпусе, а верхние части пламенных труб имеют свои корпуса и легкосъемные крышки, которые позволяют осматривать и ремонтировать пламенные трубы.

5.2.4. Кольцевые камеры сгорания получили широкое распространение в авиационном газотурбостроении. Они обладают рядом существенных преимуществ перед секционными и трубчато-кольцевыми. В кольцевых камерах лучше используется объем зоны горения, осуществляется быстрый пламяпереброс между горелками при отсутствии пламяперекидных патрубков, уменьшаются вес и габариты камеры сгорания, улучшается компоновка ГТУ.

В стационарном энергетическом газотурбостроении эти камеры пока не нашли широкого распространения. Оригинальная конструкция дисково-кольцевой камеры пока разработана только на УТМЗ для установок ГТ-6-750 и ГТК-16.

Конструктивные затруднения (в частности, выполнение горизонтального разъема камеры сгорания), особенно при проектировании ГТУ больших мощностей, малоэффективность исследований моделей на стенде и вследствие этого необходимость постановки исследований и доводки камеры сгорания на натурных машинах — все это сдерживает внедрение кольцевых камер в стационарном газотурбостроении.

5.3. Большинство камер сгорания, находящихся в настоящее время в эксплуатации ГТУ, работают при теплонапряжениях процесса горения, не превышающих $U_F = 10 \cdot 10^6 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{кгс/см}^2}$. При таких теплонапряжениях организация подвода всего воздуха, необходимого для горения, через воздухонаправляющее устройство обеспечивает удовлетворительное выгорание топлива и стабилизацию факела. С возрастанием начальной температуры газа и мощности ГТУ и при необходимости создания малогабаритных камер сгорания теплонапряжение последних должно увеличиться до $20 \div 25 \cdot 10^6 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{кгс/см}^2}$. Для камер с высоким теплонапряжением хорошие результаты дает распределенный по длине (ступенчатый) подвод первичного воздуха через отверстия на цилиндрическом участке пламенной трубы.

Такая организация распределения первичного воздуха широко используется в авиационном и транспортном газотурбостроении.

5.4. Камеры сгорания для сжигания тяжелых остаточных жидких топлив (см. раздел 9) должны иметь ряд конструктивных особенностей, обеспечивающих выполнение следующих основных требований:

а) температура факела в начальной зоне горения должна быть возможно более высокой;

б) в объеме горения не должно быть зон с пониженной температурой газов (не ниже 800° С);

в) длина зоны горения должна быть достаточной для выгорания коксового остатка (на 20—30% больше, чем для легкого топлива);

г) температура газов и концентрация кислорода в конечной зоне камеры должны быть достаточными для выгорания коксового остатка;

д) температуры подогрева топлива и воздуха должны быть возможно более высокими;

е) необходимо обеспечить возможно более тонкий распыл топлива; целесообразно применение форсунок с воздушным распылом;

ж) во избежание образования нагара температура металла элементов пламенной трубы не должна быть ниже 500° С.

Основные характеристики камер сгорания стационарных ГТУ, находящихся в эксплуатации, приведены в табл. 2.

6. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КАМЕРАМ СГОРАНИЯ

6.1. Общие требования:

— обеспечение высокой полноты сгорания на всех нагрузках при удовлетворительной стабилизации факела и отсутствии опасных пульсаций давления;

— минимальные потери полного давления рабочего тела;

— надежное зажигание камеры сгорания, включая и отдельные пламенные трубы, от системы зажигания или с помощью переброса пламени;

— допустимый профиль температурного поля перед лопатками газовой турбины (равномерность поля температур либо его заданный профиль);

— допустимый для данного материала уровень температур отдельных элементов, обеспечивающий заданный срок службы камеры сгорания;

— обеспечение на допустимом уровне содержания вредных примесей в продуктах сгорания (содержание окислов азота и серы, механический и химический недожог);

— минимальные габариты и масса.

6.2. Дополнительные требования:

— блочная транспортировка;

— замена отдельных пламенных труб без разборки машины;

— пониженный срок службы пламенных труб для значительного удешевления их изготовления при возможности их легкой замены;

— надежная работа камеры сгорания на всех режимах;

— особенности технологии изготовления на данном производстве.

6.3. Особые требования предъявляются к камерам сгорания с несколькими пламенными трубами при нерегулируемом распределении воздуха между ними.

Для обеспечения нормальной работы газовой турбины такие камеры сгорания должны иметь достаточно близкие характеристики работы отдельных пламенных труб. Это обеспечивается увеличением точности изготовления пламенных труб и топливной аппаратуры или специальным отбором для достижения достаточной идентичности.

7. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И МАТЕРИАЛАМ ЭЛЕМЕНТОВ КАМЕР СГОРАНИЯ

7.1. Бо́льшая часть элементов камер сгорания изготавливается из листового материала путем гибки и штамповки с последующей сваркой. Обычно применяется контактная электросварка и

Таблица 2

Основные характеристики камер сгорания стационарных ГТУ

Наименование	ГТУ-100-750 КСВД	ГТУ-100-750 КСНД	ГТ-25-700-2 ЛМЗ	ГТН-9 ЛМЗ	ГТ-6-750 УТМЗ	ГТК-5 НЗЛ	ГТ-750-6 НЗЛ	ГТК-10-3 НЗЛ	ГТК-25 НЗЛ	ГТ-700-12 НЗЛ	ГТТ-3 НЗЛ
Число пламенных труб n, шт.	12	12	1	1	10	1	1	1	1	1	1
Род топлива	Газотурбинное топливо, природный газ		Дизельное, природный газ	Природный газ						Дизельное, природный газ	Природный газ
Расход жидкого топлива на ГТУ B, т/ч	21,0	9,5	9,000	2,600	2,280	1,560	1,930	3,260	7,460	2,800	0,860
Давление воздуха перед камерой сгорания p, кгс/см^2	23,2	7,6	9,5	4,4	6,0	3,78	4,43	4,5	5,2	6,2	5,65
Температура воздуха перед камерой сгорания $t_в$, °С	260	540	290	390	240	378	406	414	446	325	135
Расход воздуха на ГТУ $G_в$, кг/с	460,0	466,0	200,0	78,0	47,0	45,0	52,8	85,2	172,0	83,3	27,7
Температура газов за камерой сгорания $t_г$, °С	750	750	700	750	750	700	750	780	850	700	450
Теплонапряжение объема $\frac{BQ^н_р}{Vp} \cdot 10^6$, $\frac{ккал}{м^3 \cdot ч \cdot кгс/см^2}$	5,8	5,3	2,5	2,5	19,0	6,0	6,3	6,3	6,5	3,9	8,25
Теплонапряжение сечения $\frac{BQ^н_р}{Fp} \cdot 10^6$, $\frac{ккал}{м^3 \cdot ч \cdot кгс/см^2}$	5,7	4,9	6,0	5,0	7,6	6,0	6,3	7,5	8,2	4,7	6,6
Относительное сопротивление камер сгорания $\Delta p/p$, %	3,0	3,0	1,3	1,6	2,8	2,7	2,6	2,8	2,3	2,3	2,6
Общий избыток воздуха $d_{общ}$	5,7	3,94	6,2	6,7	4,8	6,2	5,9	5,6	4,9	6,6	6,9
Средний диаметр пламенной трубы $D_{пл}$, мм	406	500	1610	1305	257	1015	1015	1180	1595	1180	586
Относительная длина огневой части пламенной трубы $L_{ог}/D_{пл}$	2,4	2,3	1,6	1,5	1,6	1,0	1,0	1,0	0,8	1,0	1,4
Число горелок на одну пламенную трубу, m	1	1	7	1	1	7	7	7	13	7	5
Втулочное отношение регистра $\frac{d_{вт}}{D_р}$	0,427	0,36	0,40	0,40	0,31	0,49	0,49	0,43	0,50	0,42	0,50
Размеры смесителя $d_{отв}$, мм	52	78	330×115	360×120	5 отверстий ⌀ 30; 5 овальных отверстий 95×40	500	500	550	700	500	600
Материал пламенной трубы	ЭИ435	ЭИ435	ЭЯ1Т	ЭЯ1Т	—	ЭИ417	ЭИ417	ЭИ417	ЭИ868	ЭИ417	ЭИ417

аргонно-дуговая сварка. Сварные соединения должны быть прочными, стойкими к вибрационным нагрузкам и обеспечивающими герметичность. Качество сварных швов должно контролироваться. При изготовлении элементов камер сгорания, влияющих на распределение потоков воздуха, необходимо использовать приспособления, обеспечивающие необходимую калибровку, соосность и равномерность зазоров при сборке и сварке этих элементов. Точность изготовления должна обеспечивать при аэродинамических продувках разверку воздуха между отдельными пламенными трубами и регистрами 3—4%.

7.2. Для изготовления пламенных труб необходимы материалы, удовлетворяющие следующим требованиям:

— материал должен иметь высокие механические качества при рабочей температуре; высокие пределы прочности, длительной прочности, усталостной прочности, текучести и ползучести;

— материал должен быть устойчивым к газовой коррозии при высоких температурах;

— материал должен хорошо противостоять действию теплосмен и тепловых ударов;

— материал должен обладать достаточной пластичностью, хорошей свариваемостью, поддаваться сгибанию и штамповке.

7.3. Для изготовления пламенных труб камер сгорания рекомендуется применять никелево-хромистые сплавы: ХН78Т (ЭИ435), ХН75МБТЮ (ЭИ602), ХН38ВТ (ЭИ703), 20Х23Н18 (ЭИ417), ЭИ894, ХН60ВТ (ЭИ868).

8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КАМЕР СГОРАНИЯ

8.1. Основной задачей при проектировании камеры сгорания и ее важнейшей составной части — пламенной трубы следует считать определение наиболее оптимальной конструкции, обоснованной технико-экономическим расчетом и обеспечивающей нужные результаты при минимальных затратах. Ниже приводятся рекомендации по расчету и выбору основных элементов пламенных труб, опробованных в эксплуатации [1, 2, 4, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14]. Применение элементов другой конструкции, недостаточно проверенных, должно производиться с большой осторожностью, так как надежность камеры сгорания в значительной мере определяет надежность ГТУ в целом.

8.2. Методы охлаждения стенок пламенных труб

8.2.1. Стенки пламенных труб камер сгорания ГТУ при сжигании топлива подвергаются значительным тепловым нагрузкам и относятся к наиболее напряженным элементам ГТУ.

Увеличение срока службы и надежности пламенной трубы достигается рациональной конструкцией, обеспечивающей свободное

тепловое расширение ее элементов, и эффективным охлаждением стенок до заданного температурного уровня.

Срок службы пламенных труб должен определяться технико-экономическими соображениями, так как улучшение охлаждения (следовательно, и увеличение срока службы) обычно достигается усложнением конструкции, увеличением массы при значительном удорожании пламенной трубы. Поэтому в некоторых случаях целесообразно ограничить срок службы пламенной трубы. При этом необходимо обеспечить возможность ее легкой замены.

Следует иметь также в виду, что чрезмерно интенсивное охлаждение стенок пламенной трубы (до температуры 500° С и ниже) приводит к возможности отложения кокса в этих зонах при работе на жидком топливе.

Для охлаждения стенок пламенных труб могут применяться различные методы, использующие теплоотвод с внутренней и с наружной стороны, а также их комбинация.

8.2.2. Конвективный тепловой поток с внутренней стороны пламенной трубы $q^{вн}_{конв} = \alpha_1 (T_{ст} - T_г)$ может быть направлен как от стенки пламенной трубы, так и к ней в зависимости от температуры пограничного слоя.

При температуре $T_г > T_{ст}$ конвективный тепловой поток направлен от горячих газов к стенке. В этом случае для уменьшения температуры стенки пламенной трубы необходимо уменьшать температуру омывающих газов и коэффициент теплоотдачи одновременно. Это достигается путем создания так называемой воздушной завесы при малых скоростях движения потока вдоль стенки.

Вход охлаждающего воздуха перпендикулярно или под большим углом к стенке пламенной трубы (через отверстия в зигах, поперечные прорези, отверстия во внутренней стенке двухстенных пламенных труб) не увеличивает скорость потока вдоль стенки и этим уменьшает коэффициент теплоотдачи α_1. Одновременно вход относительно холодного воздуха приводит к разбавлению газов у стенки и снижает их температуру ($T_г$).

При температуре $T_г < T_{ст}$ становится возможным конвективный отвод тепла от стенки пламенной трубы, в этом случае желательно увеличить коэффициент теплоотдачи α_1. Для увеличения коэффициента теплоотдачи α_1 струя охлаждающего воздуха должна вводиться со значительной скоростью вдоль стенки пламенной трубы. Струя охлаждающего воздуха постепенно размывается, в связи с этим увеличивается температура на границе пограничного слоя $T_г$ и уменьшается коэффициент теплоотдачи α_1. Этот вид охлаждения путем создания мощной защитной струи охлаждающего воздуха вдоль стенки может быть основным и обеспечит необходимый температурный уровень стенок. Для увеличения охлаждающего эффекта струи воздуха может применяться закрутка этого потока, как это выполнено в камерах НЗЛ.

8.2.3. Охлаждение стенки пламенной трубы конвекцией с наружной стороны $q_{конв}^{внеш} = \alpha_2 \varphi (T_{ст} - T_в)$ может улучшаться за счет увеличения:

а) наружной поверхности пламенной трубы $F_{нар}$, а следовательно, и коэффициента φ;

б) коэффициента теплоотдачи $\alpha_2 = f(w, \delta_{погр})$, что достигается повышением скорости охлаждающего воздуха либо интенсификацией процесса теплообмена следующими путями:

— срывом пограничного потока поперечными ребрами;

— отсосом пограничного слоя через поперечные прорези;

— заменой продольного обтекания пламенной трубы струйным обдувом внутренней стенки.

8.3. Конструкция пламенных труб

8.3.1. В конструкции пламенных труб обычно применяется комбинированное охлаждение, сочетающее оба метода. Ниже рассматриваются наиболее характерные конструкции пламенных труб и даются рекомендации по их проектированию.

8.3.2. Цилиндрическая стенка с зигами и отверстиями на стыках обечаек (см. черт. 17) является наиболее простой конструкцией пламенной трубы. Она нашла наибольшее применение в авиационных и транспортных камерах сгорания диаметром от 200 до 250 мм. Камера сгорания охлаждается потоком воздуха со значительной скоростью в кольцевом канале Нагретый пограничный слой воздуха частично отсасывается отверстиями в зигах, при этом создается воздушная завеса с внутренней стороны. Расстояние между зигами должно составлять 0,3—0,4 $D_{п.т}$, диаметр отверстий 3—6 мм, а количество воздуха, поступающего через отверстия в зигах внутрь пламенной трубы, должно равняться 30—35%.

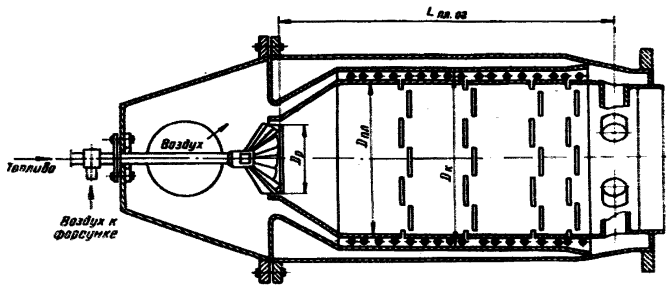
Так как одним из основных видов охлаждения является в этой конструкции теплообмен с наружной стороны, то необходимо иметь достаточно высокие скорости в кольцевом канале 45—60 м/с.

8.3.3. В пламенной трубе с цилиндрической стенкой, имеющей поперечные прорези (см. черт. 8, *б*), охлаждающий воздух поступает в пристенную область через систему узких (шириной 1,5—3 мм) прорезей, расположенных на пламенной трубе в шахматном порядке. Такая конструкция организует воздушную завесу с внутренней стороны и вместе с тем обеспечивает отсос пограничного, более нагретого слоя воздуха с наружной стороны. Так как максимум лучистого теплового потока расположен в головной части камеры, то в начальных участках пламенной трубы прорези располагаются более часто. Шаг между прорезями обычно равен 100—150 мм. Уменьшение шага между прорезями улучшает охлаждение, однако в таком случае получаются слишком узкие щели. Щели уже 1,0—1,5 мм трудно выполнить; кроме того, они могут забиваться и закрываться при неравномерном нагреве, что вызовет выход трубы из строя. Расход воздуха при таком охлаждении со-

ставляет до 30%, а скорость воздуха в кольцевом канале достигает 40—60 м/с. Расчет температуры стенки производят соответственно разделу 17, причем коэффициент теплоотдачи учитывает охлаждение стенки за счет воздушной завесы.

8.3.4. В пламенной трубе с поперечными ребрами [15, 16] интенсификация теплообмена в кольцевом канале может быть достигнута устройством системы поперечных ребер на наружной стороне пламенной трубы. Ребра представляют собой концентрические валики (наиболее эффективны треугольной или четырехугольной

Выносная одногорелочная прямоточная камера сгорания



Черт. 2

формы) высотой 3—5 мм с шагом 50—70 мм. В местах максимального теплового потока (на начальных участках камеры или в концах обечаек) поперечные ребра располагаются более часто. Такое устройство разрушает пристеночный тепловой пограничный слой и существенно увеличивает коэффициент теплоотдачи. Ребра должны быть надрезаны для обеспечения расширения.

Разрушение пограничного слоя (поперечные ребра), его отсос (поперечные щели) обеспечивает как снижение уровня температуры стенки, так и равномерность температуры стенок по периметру и длине.

Принципиальная конструктивная схема камеры сгорания с такой пламенной трубой приведена на черт. 2. Основным преимуществом этой прямоточной камеры сгорания является возможность получения минимального сопротивления при вполне удовлетворительных показателях по выгоранию топлива и теплообмену. Преимуществом является также простая технология изготовления пламенной трубы, состоящей из цельной цилиндрической обечайки с прорезями (отверстиями или щелями), через которые охлаждающий воздух поступает в огневой объем для создания воздушной завесы, и поперечными ребрами для срыва более нагретого пограничного слоя воздуха с внешней стороны пламенной трубы. В данном случае (см. черт. 2) при сжигании жидкого топлива применен

полуконический регистр с паромеханической (воздушной) форсункой. Установка комбинированной газомазутной горелки в пламенную трубу обеспечивает также получение хороших показателей рабочего процесса при сжигании газообразного топлива: КПД 99,5—99,8%, температура металла стенок пламенной трубы 750—780° С. В этом случае максимальные теплонапряжения, отнесенные к сечению, составляют $U_F \approx 6 \cdot 10^6 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{кгс/см}^2}$ при $\frac{L_{\text{огн}}}{D_{\text{п.т}}} \approx 2 \frac{D_{\text{р}}}{D_{\text{п.т}}} \simeq$ $\sim 0{,}44$ и втулочном отношении $\frac{d_{\text{вт}}}{D_{\text{р}}} = 0{,}26$ с углом закрутки воздуха $\alpha = 45 \div 48°$.

При обычных скоростях воздуха (≈ 50 м/с) сопротивление камеры сгорания составляет 1,7—2,0%.

Примененный метод охлаждения эффективен только для пламенных труб диаметром примерно до 800 мм. При бо́льших диаметрах пламенных труб усложняется как система охлаждения, так и сама конструкция камеры сгорания.

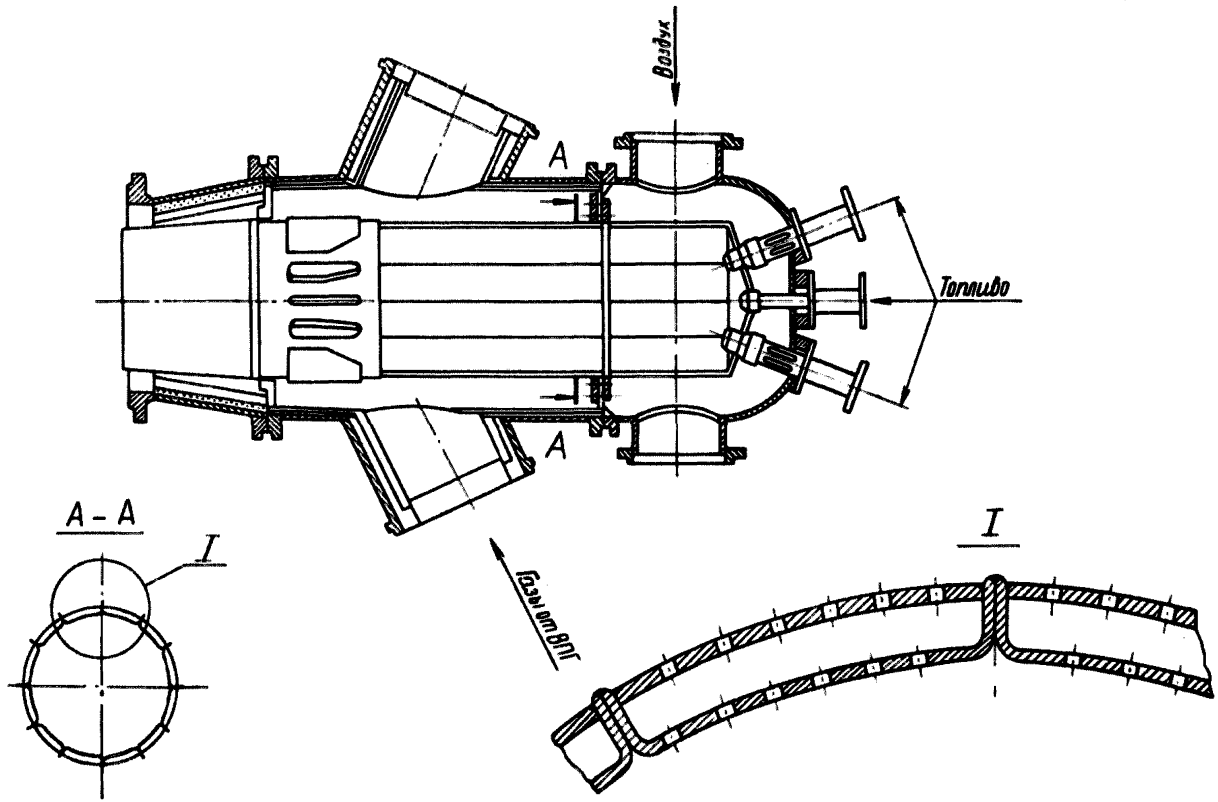
8.3.5. В двухстенной пламенной трубе с перфорированными обечайками [17, 18, 19, 20, 40] охлаждающий воздух, поступающий через отверстия в наружной обечайке (черт. 3), струями обдувает внутреннюю обечайку, а затем обеспечивает создание воздушной завесы. Расход воздуха дозируется отверстиями наружной стенки, вследствие чего здесь срабатывается большая часть перепада давления. Для этого суммарное проходное сечение отверстий на внутренней стенке должно быть выше, чем на наружной, и их отношение составляет $\frac{\sum f_{\text{нар}}}{\sum f_{\text{вн}}} = 0{,}3 \div 0{,}5$. Диаметр отверстий обычно выбирается от 3 до 4 мм, а расстояние между стенками (обечайками) — от 2,5 до 4 калибров отверстий наружной стенки.

На черт. 3 приведена схема пламенной трубы, состоящей из корытообразных перфорированных секций с экранами. Пламенная труба такого типа применяется в пятигорелочной камере сгорания ГТ-35 изготовления ХТГЗ, включенной в схему ПГУ-200.

Для обеспечения работы в парогазовом режиме и выдерживания необходимого уровня скоростей тракт охлаждения камеры разделен на две зоны: первичную и вторичную. Наиболее напряженная головная часть охлаждается сравнительно холодным воздухом, поступающим из компрессора, а остальная часть (включая смеситель) — уходящими газами от высоконапорного парогенератора. Горелочные устройства обеспечивают сжигание жидкого и газообразного топлива. Как в парогазовом, так и в газотурбинном режиме рабочий процесс в камере сгорания протекает вполне удовлетворительно. В газотурбинном режиме КПД сгорания составляет 99,8% при $U_F \approx 9{,}0 \cdot 10^6 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{кгс/см}^2}$. Максимальная температура металла пламенной трубы не превышает 750° С.

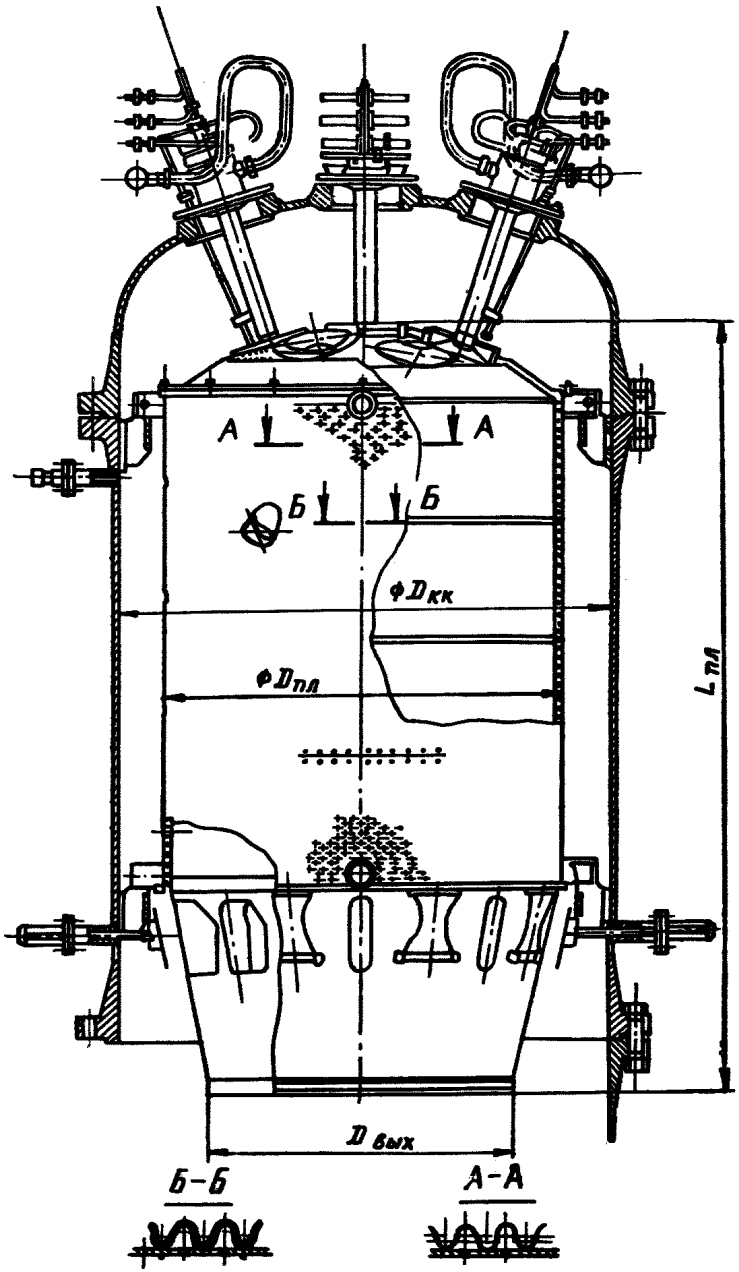
8.3.6. Двухстенная пламенная труба с гофрированной внутренней обечайкой [21, 22, 23, 24] при сохранении высокоэффективного

Камера сгорания ПГУ-200



Черт. 3

Камера сгорания выносная многогорелочная

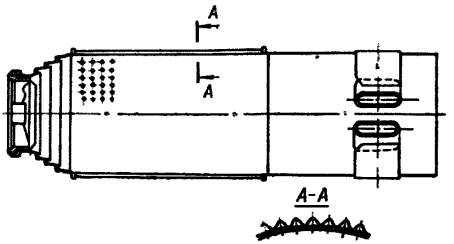


Черт. 4

струйного обдува обладает значительными преимуществами, так как наружная обечайка, являющаяся силовым элементом, имеет низкую температуру и может быть выполнена из менее жаростойких материалов, а внутренняя гофрированная стенка хорошо компенсирует температурные расширения. На черт. 4 приведена камера сгорания ГТ-25-700-2 с такой пламенной трубой.

Расход воздуха дозируется отверстиями диаметром 3—5 мм наружной стенки при $\frac{\Sigma f_{нар}}{\Sigma f_{вн}} = 0{,}3 \div 0{,}5$. Воздушными струями, поступающими через отверстия наружной стенки, осуществляется струйный обдув поверхности гофр и обеспечивается интенсивный съем с них тепла. Далее воздух поступает в отверстия, выполненные на боковых поверхностях гофр. Благодаря такому расположению отверстий воздушные струи, ударяясь о противоположную стенку гофры, теряют свой скоростной напор в пределах впадин гофрировки. Распределяясь вдоль впадины, воздух затем вытесняется из нее, образуя заградительную пелену вдоль внутренней (огневой) поверхности гофрировки.

Камера сгорания с внешней гофрировкой



Черт. 5

Крепление гофрированных обечаек к наружной цилиндрической поверхности осуществляется специальными скобами. С помощью гофрировки легко компенсируется неравномерность термических расширений наружной и внутренней стенок и выдерживается зазор по всему периметру пламенной трубы. Расход воздуха на охлаждение составляет 25%.

Использование принципа многорегистровости позволило (по сравнению с одногорелочной ГТ-25-700-1) сократить длину камеры сгорания и значительно повысить эффективность процесса выгорания топлива; КПД приблизительно равен 99,8% при теплонапряжении сечения $u_F \approx 9 \cdot 10^6 \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot кгс/см^2}$.

Горелочный фронт состоит из семи горелок, предназначенных для сжигания жидкого и газообразного топлива.

Наличие семигорелочного фронта создает благоприятные условия для выравнивания полей температур и концентраций продуктов горения по длине камеры, что также благоприятно отражается на равномерности температурного поля за смесителем.

8.3.7. Двухстенная пламенная труба с наружной гофрировкой (черт. 5) позволяет легко обеспечить компенсацию неравномерности температурных расширений наружной и внутренней стенок,

выдерживая равномерность кольцевого зазора. [25]. Также устраняется существенный недостаток пламенной трубы с внутренней гофрировкой, где происходит гашение крутки и увеличивается длина пути выгорания топлива, особенно жидкого.

Принцип охлаждения пламенной трубы с наружной гофрировкой, такой же, как и у пламенной трубы с двойной цилиндрической стенкой, имеющей отверстия.

8.3.8. В пламенных трубах, состоящих из отдельных обечаек с кольцевыми каналами между ними [1, 3, 10, 26], охлаждение достигается с помощью струй воздуха, вводимых через кольцевые каналы. Пламенная труба в этих случаях состоит из отдельных обечаек, либо цилиндрических разного диаметра, либо одинаковых конусных с углом конуса 4—5°. Из конструктивных соображений зазоры между обечайками обычно составляют не менее 3,5—4,0 мм. Длина обечайки (обычно 15—20 калибров щели) может быть проверена расчетом по разделу 17 с учетом условия обеспечения необходимого температурного уровня стенки. Увеличение числа щелей (при их одинаковой суммарной проходной площади) улучшает охлаждение пламенной трубы, но значительно усложняет конструкцию.

Организация кольцевых каналов может быть выполнена различными способами: сочлененные обечайки незначительно перекрывают друг друга (см. черт. 8, *а*), в этом случае охлаждение осуществляется за счет защитных струй или смежные обечайки образуют кольцевой канал на значительной длине, в этом случае основное охлаждение достигается в кольцевом канале. Соединение обечаек между собой и выдерживание одинакового зазора кольцевого канала осуществляются гофрированными вставками.

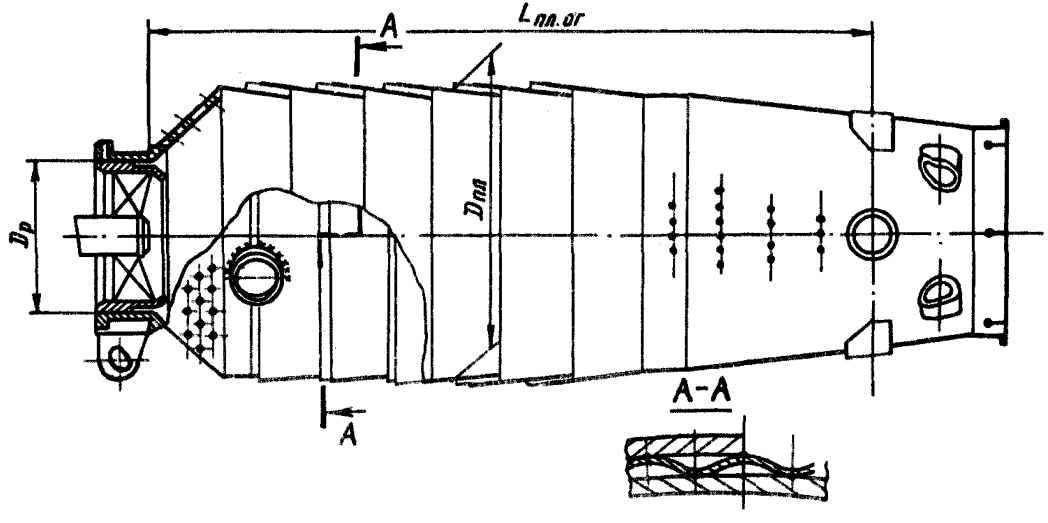
На черт. 6 приведен продольный разрез пламенной трубы ВД ГТ-100-750-2. Каждая из двенадцати пламенных труб состоит из конических обечаек, вставленных одна в другую на 50 мм таким образом, что между ними образуется кольцевой канал для прохода охлаждающего воздуха. Крепление обечаек между собой, а также фиксирование радиального зазора осуществляется вставкой из гофрированной тонкостенной полосы. Гофрированные вставки приварены к коническим обечайкам контактной электросваркой так, что тепловые расширения обечаек в радиальном и осевом направлениях не ограничены. Кроме того, гофрированная вставка увеличивает поверхность теплообмена и интенсифицирует теплопередачу.

При проектировании и изготовлении трубчато-кольцевых камер сгорания необходимо:

— обратить особое внимание на равномерность распределения статических и динамических давлений воздуха вокруг пламенных труб;

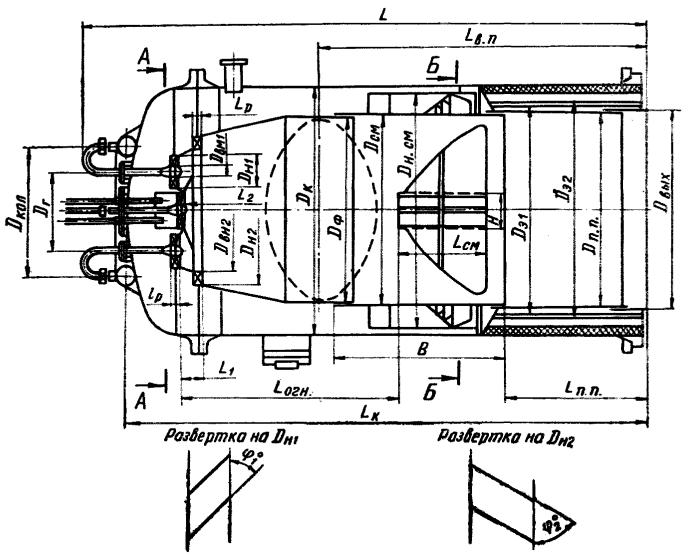
— иметь возможность изготовления пламенных труб с такой точностью, чтобы разверка воздуха между пламенными трубами не превышала 3—4%;

Пламенная труба ВД ГТ-100-750-2

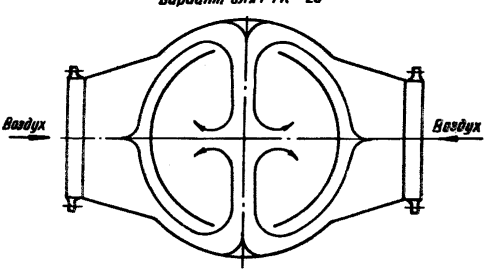


Черт. 6

Камеры сгорания

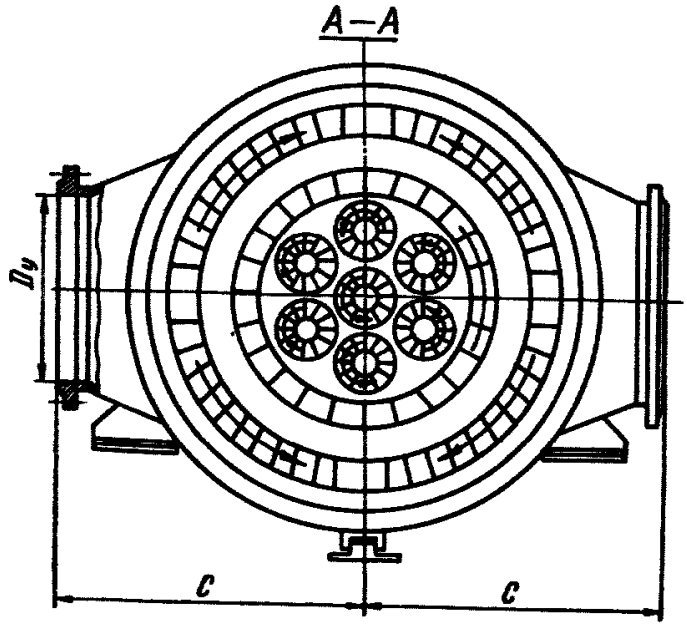


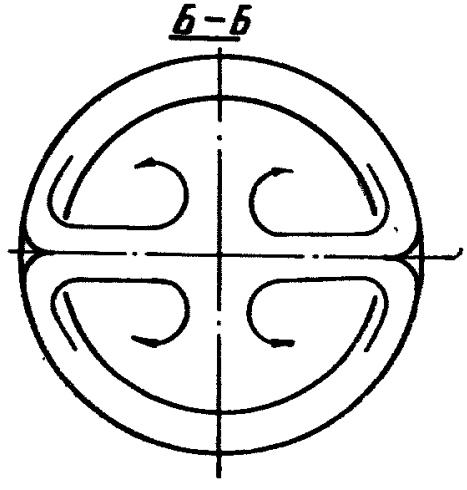
Вариант для ГТК-25



Черт. 7

НЗЛ





— обеспечить возможность замены пламенных труб без разборки машины.

8.3.9. Пламенные трубы с охлаждением закрученным потоком воздуха [8, 9, 12, 27, 28, 29] применяются в ГТУ НЗЛ, которые устанавливаются главным образом на газоперекачивающих станциях. Охлаждение пламенных труб закрученным воздушным потоком применяется в сочетании (или без) с наружным охлаждением потоком воздуха в кольцевом канале. Основное преимущество этого способа заключается в том, что пламенная труба на всем своем протяжении полностью защищена от соприкосновения с факелом.

Закрутка охлаждающего воздуха осуществляется с помощью специального регистра, установленного за переходным конусом фронтового устройства на расстоянии L_1. Это расстояние, отнесенное к общей длине огневой зоны $L_{огн}$, обычно составляет $\bar{L}_1 = 0{,}09 \div 0{,}15$. Угол закрутки потока регистром может лежать в диапазоне 45—80° в зависимости от требуемой температуры поверхности. Внутренний диаметр этого регистра $D_{вн_2} = 0{,}6 \div 0{,}7\, D_{п.т.}$ Направление закрутки берется противоположным по отношению к регистрам основных горелок. Угол φ_0 регистра должен соответствовать углу раскрытия 2ψ переходного конуса; необходимо, чтобы $\varphi_0 \leqslant \psi$. Втулочное отношение этого регистра равно 1,15—1,20

На черт. 7 изображена камера сгорания НЗЛ, в которой применяется способ охлаждения пламенной трубы закрученным воздушным потоком.

Камеры сгорания такого типа имеют нечетное количество горелок, одна из которых — дежурная, расположенная в центре.

Первичный воздух разделяется поровну на малые регистры горелок и на большой кольцевой регистр, создающий пристенную струю охлаждающего воздуха. Остальной воздух подается в смеситель вихревого типа.

При подводе воздуха к головной части камеры сгорания смеситель снабжается направляющими лопатками.

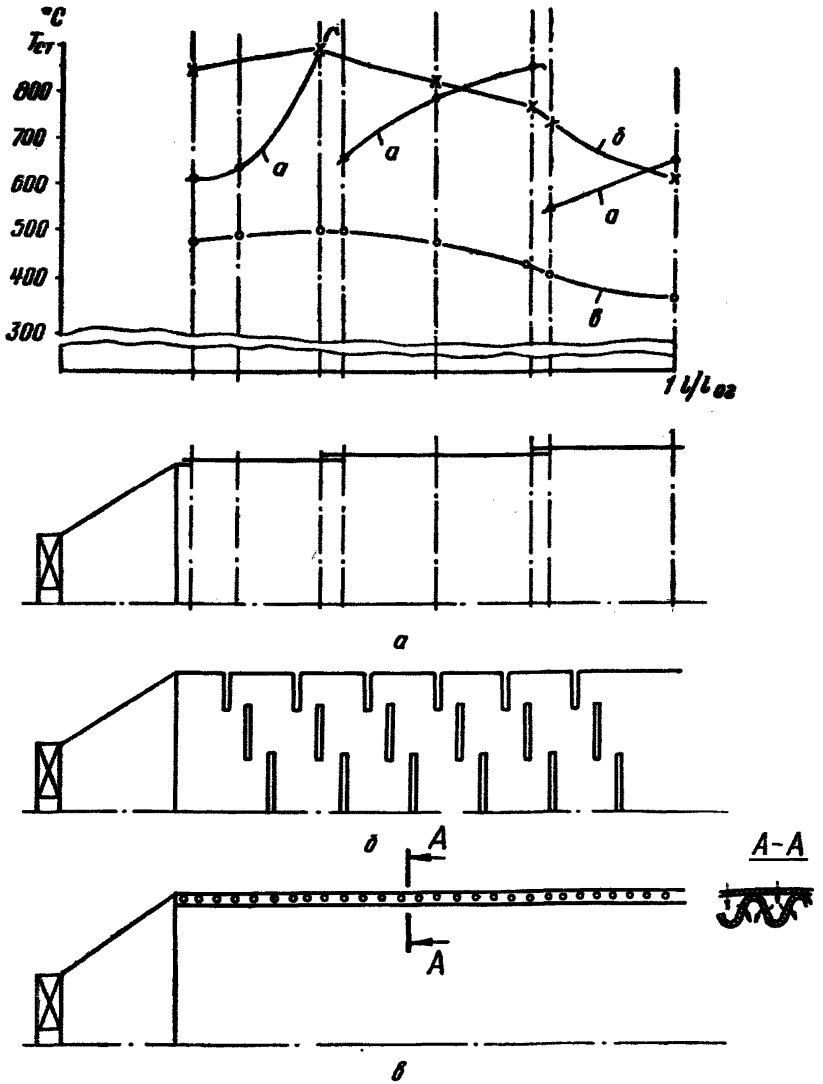
Камеры сгорания с охлаждением пламенной трубы закрученным потоком воздуха показали хорошую работу на газообразном топливе при теплонапряженности по сечению до $U_F \approx \approx 8{,}0 \cdot 10^6 \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot кгс/см^2}$ и сопротивлении 2,3—2,7%. Выгорание газообразного топлива обеспечивается на относительной длине $\frac{L_{огн}}{D_{фр}} = 1{,}0$, а суммарная относительная длина камер сгорания составляет $\frac{L_к}{D_{фр}} = 2{,}0 \div 3{,}2$.

Температура стенки в камерах сгорания этого типа не превышает температуры газов за камерой сгорания.

8.4. Сравнительная эффективность методов охлаждения пламенных труб [1]

8.4.1. Принципы охлаждения пламенных труб камер сгорания отличаются значительным разнообразием. Повышение эффективности охлаждения достигается за счет увеличения скоростей охла-

Сравнительная эффективность основных методов охлаждения стенок пламенных труб (p=2,03 кгс/м²; $G_р$=25,6%; $G_{охл}$=31,3%)



Черт. 8

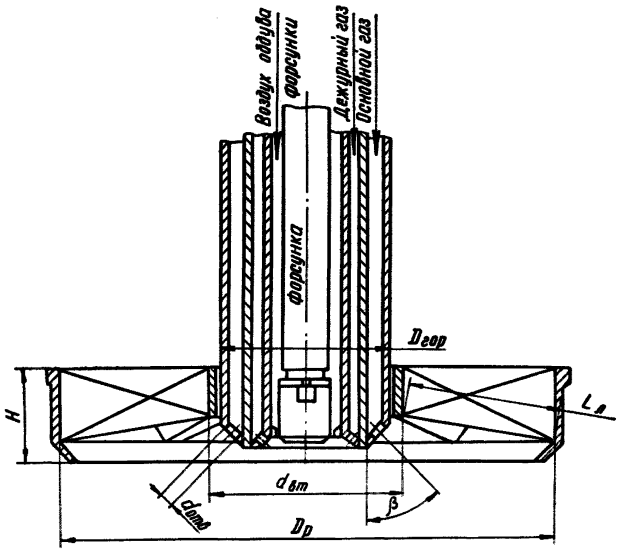
ждающего потока (а следовательно, и сопротивления) или усложнения конструкции пламенной трубы. Сравнительная ориентировочная эффективность охлаждения пламенной трубы с различ-

ными методами охлаждения при одних и тех же условиях приведена на черт. 8.

8.5. Горелочные устройства

8.5.1. По роду сжигаемого топлива горелочные устройства можно классифицировать на горелки: жидкого топлива, газообразного топлива и комбинированные.

Комбинированная горелка



Черт. 9

8.5.2. По принципу смесеобразования их можно разделить на горелки предварительного испарения или смешения (кинетические), с раздельной подачей воздуха и топлива (диффузионные), с частичным испарением или смешением (диффузионно-кинетические).

8.5.3. В качестве воздухонаправляющего устройства могут быть использованы лопаточные завихрители (регистры) или плохо обтекаемое тело любой формы (втулка, конус, уголок).

8.5.4. Наибольшее распространение получили газомазутные горелки диффузионного типа. Они имеют регистр с пережимом и раздачей газа через отверстия в центре горелки и жидкого топлива через форсунку по оси горелки (черт. 9). Эти горелки наиболее компактны, надежны и просты в изготовлении.

При использовании газообразного топлива для обеспечения надежной и устойчивой работы на частичных нагрузках применяются дежурные горелки, расположенные обычно в центре основной горелки.

Скорость воздуха на выходе из регистра принимается в зависимости от допустимого сопротивления камеры сгорания и обычно колеблется для стационарных ГТУ в пределах 40—60 м/с.

8.5.5. В газотурбинной практике преимущественное применение нашли регистры, в которых закрутка воздушного потока производится по закону $\alpha = \text{const}$, т. е. когда угол установки лопаток сохраняется постоянным по длине лопаток.

Применяются следующие виды регистров:

— плоские ($2\theta = 180°$), черт. 10, *а*;

— плоско-конические ($180° > 2\theta > 150°$), черт. 10, *б*;

— полуконические ($2\theta \geqslant 150°$), черт. 10, *в*;

— конические ($2\theta < 150°$), черт. 10, *е*;

— цилиндрические, черт. 10, *д*.

Все перечисленные регистры выполняются как с прямыми лопатками, так и с профилированными. В последнем случае должны быть предусмотрены прямые участки со стороны входа и выхода воздуха. Для конструктивной прочности регистра ($\delta = 1{,}0 \div 4{,}0$ мм) толщина лопаток выбирается в зависимости от его диаметра. Угол выхода потока воздуха из регистра для плоских, плоско-конических и полуконических регистров практически можно считать равным углу установки лопаток ($\nu = \alpha$) (черт. 10, *е*). В конических регистрах угол выхода потока равняется полусумме углов установки прямых лопаток, измеренных в двух плоскостях: перпендикулярной и параллельной оси регистра:

$$\nu = \frac{1}{2}(\alpha_{\perp} + \alpha_{\parallel}). \qquad (7)$$

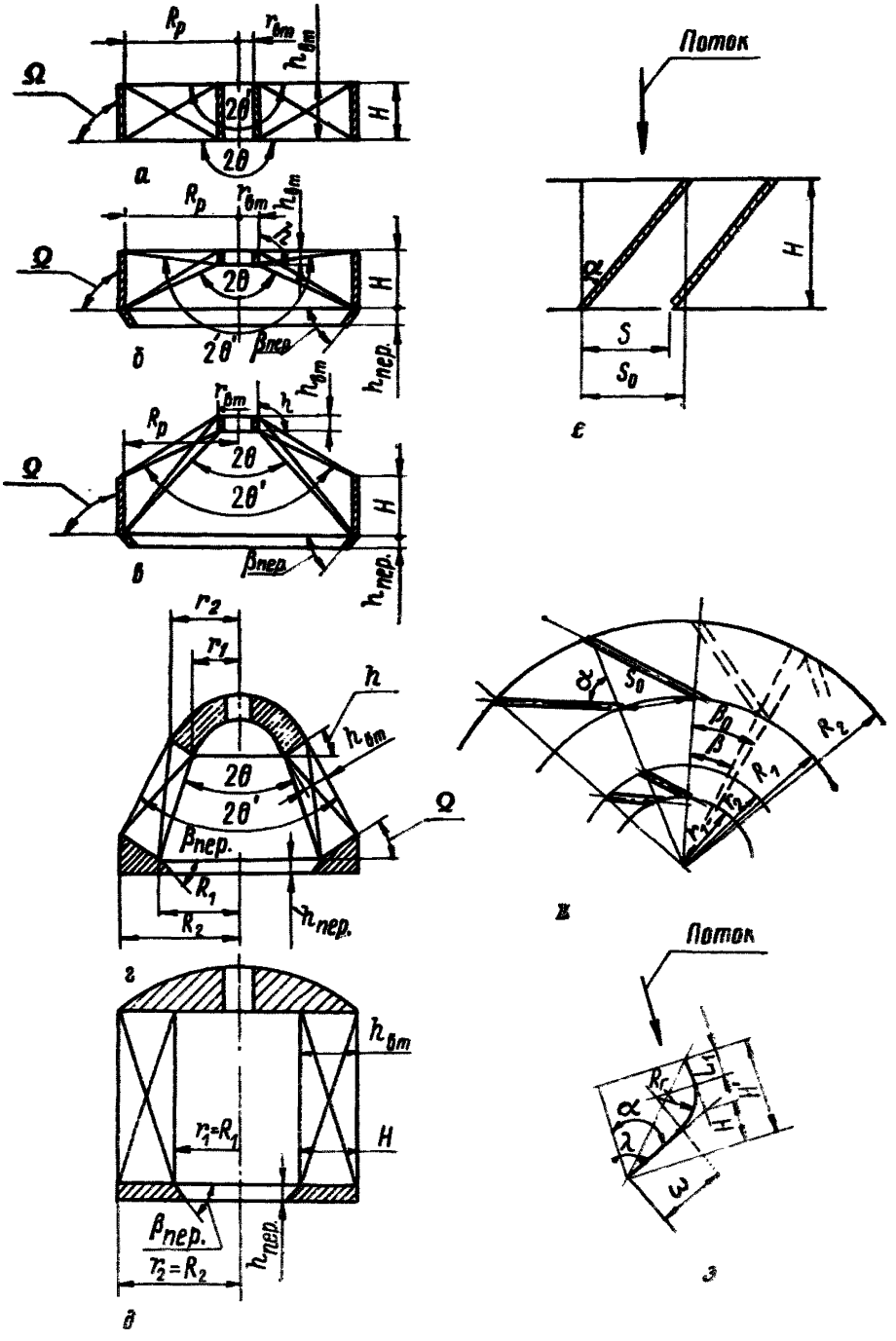
При профилированных лопатках угол выхода определяется как полусумма угла установки лопаток (прямых выходных концов) и угла атаки λ, под которым понимается угол между осевым направлением и прямой, стягивающей входную и выходную кромки лопатки (черт. 10, *з*).

Как показали исследования, оптимальными углами выхода потока являются углы в интервале $30° \leqslant \nu \leqslant 50°$. Увеличение углов закрутки приводит к резкому повышению потерь давления без существенного увеличения турбулентности.

В регистре должно быть предусмотрено перекрытие одной лопатки другой. Перекрытие принимается у обода $0 \leqslant k \leqslant 0{,}15$.

Рекомендуется применять пережим на выходе из регистра, создающий условия, способствующие лучшему перемешиванию топливо-воздушной смеси. Обычно пережим устанавливается под углом 45°, высотой 10—20 мм.

Регистры

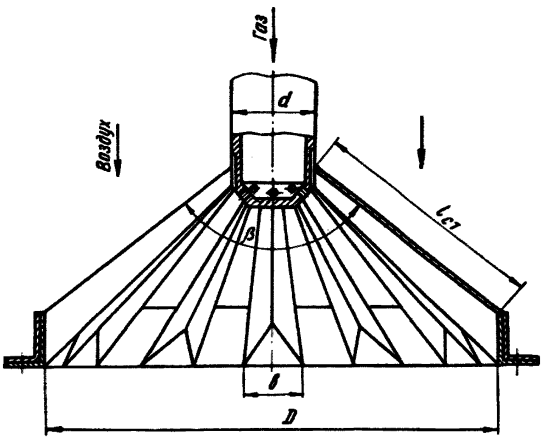


Черт. 10

Следует иметь в виду, что при окончательном расчете диаметр регистра не должен превышать соотношения $\frac{D_р}{D_{п.т}} \leqslant 0{,}5$.

8.5.6. При сжигании только газообразного топлива в камерах сгорания применяются струйно-стабилизаторные горелочные устройства, разработанные Киевским политехническим институтом (черт. 11) [37, 38, 39].

Струйно-стабилизаторное горелочное устройство



Черт. 11

Эти горелочные устройства состоят из струйного насадка и фронтового стабилизирующего устройства, выполненного из уголков стабилизаторов, приваренных к бандажам. Стабилизаторы расположены по радиусам и наклонены к продольной оси горелки под углом 45—60° так, что вся система стабилизаторов имеет вид полого конического шатра с углом при вершине 90—120°. Одним из конструктивных вариантов подобного устройства является выполнение его в виде конусов с такой перфорацией, что вдоль образующих получаются дорожки, играющие роль продольного уголкового стабилизатора.

Топливоподающее устройство имеет вид конического грибка с газораздаточными отверстиями. Топливные струи из отверстий грибка направляются вдоль уголковых стабилизаторов.

При работе горелочного устройства воздух поступает в зону горения через радиальные щели между уголками, при обтекании которых образуются рециркуляционные зоны с высокой турбулентностью. Топливная струя, поступающая вдоль тыльной стороны

стабилизатора, перемешивается с воздухом и образует короткий малоизлучающий факел. Общая зона горения представляет собой совокупность большого количества радиальных факелов, разделенных воздушными прослойками. Увеличивающаяся благодаря этому суммарная поверхность фронта пламени способствует значительному сокращению длины факела вдоль оси горелки.

8.6. Смесители

8.6.1. Смеситель является составной частью камеры сгорания и предназначен для перемешивания высокотемпературных газов и воздуха с целью снижения их температуры перед газовой турбиной до заданной. В условиях работы ГТУ процесс перемешивания должен заканчиваться на коротком участке и иметь равномерный или заданный профиль температуры газа при входе на лопатки турбины. При этом сопротивление смесителя должно быть минимальным.

В практике газотурбостроения наибольшее применение нашли смесители, в основу которых заложен принцип струйного процесса смесеобразования. По этому принципу работают дырчатые, сопловые и вихревые смесители.

8.6.2. В дырчатых и сопловых смесителях воздух вводится через отверстия в стенках пламенной трубы в количестве, соизмеримом с количеством газов в сносящем потоке, а кинетическая энергия охлаждающего воздуха превышает энергию поперечного газового потока в несколько раз. Струи охлаждающего воздуха развиваются в поперечном потоке, ограниченном стенками смесителя, для которого отношение радиуса камеры к диаметру струи в устье не превышает $\frac{R}{d} \leqslant 5$. Поэтому для таких потоков (многоструйных процессов смесеобразования в сильно ограниченных пространствах) нельзя воспользоваться существующими методами расчета струй, разработанными для случая распространения струи в свободном поперечном потоке. Приходится использовать в основном экспериментальные данные и производить доводку смесителей на машине, причем, как правило, доводка ведется с отработкой процессов горения, так как опытами установлено, что работа смесителя в решающей степени зависит от организации процесса горения топлива и аэродинамической структуры потоков в камере.

Практика показала, что для получения температуры рабочих газов, приемлемой для безопасной работы газовой турбины, необходимо охлаждающий воздух подавать таким образом, чтобы он мог проникнуть в горячие газы до их центральной части. Струи воздуха должны близко подходить к оси смесителя, но пересечение их нежелательно, так как при этом происходит вытеснение горячих продуктов сгорания к стенкам, а в центре образуется переохлажденная зона, вследствие чего процесс смесеобразования сильно затягивается, т. е. $\frac{h_{max}}{D_{п.т}} \approx 0{,}35 \div 0{,}5$ (см. приложение [31]).

8.6.3. Опыт доводки и эксплуатации камер сгорания показал, что для камер сгорания малых диаметров ($D_{п.т} \leqslant 320$ мм) можно применять дырчатые смесители. В этом случае кинетическая энергия струй достаточна для хорошего смешения потоков на небольшом участке $\left(\frac{L_{см}}{D_{п.т}} \approx 1\right)$.

Дырчатые смесители выполняются с круглыми и овальными отверстиями. Смесители с круглыми отверстиями устанавливаются в камерах малого диаметра $D_{п.т} \leqslant 300$ мм. Эти смесители могут выполняться двухрядными с параллельным или реже шахматным расположением отверстий. При параллельном расположении отверстий перемешивание потоков происходит на более коротком участке и с меньшей затратой энергии, чем при шахматном. Смесители с овальными отверстиями применяют в камерах несколько большего размера $D_{п.т} \leqslant 400$ мм, так как овальные струи воздуха более устойчивы к размыву, а следовательно, обладают большей пробивной способностью. Отверстия выполняют с соотношением сторон 1/3 ... 1/5.

8.6.4. Сопловые смесители применяются в камерах сгорания с диаметрами пламенных труб $D_{п.т} > 400$ мм, так как энергия струи при обычных скоростях 40—70 м/с недостаточно для обеспечения хорошего смешения. Для увеличения глубины проникновения струй в сносящий поток прибегают к установке патрубков (сопел). Патрубки могут быть цилиндрическими или овальными различной высоты. Во избежание обгорания переднюю кромку патрубков срезают под углом 30—45°.

Для эффективного перемешивания газов с воздухом на коротком участке необходимо охлаждающий воздух вводить мощными струями, поэтому количество струй не должно быть больше 6—12. При малых отверстиях пробивная способность струй падает, а длина пути перемешивания увеличивается.

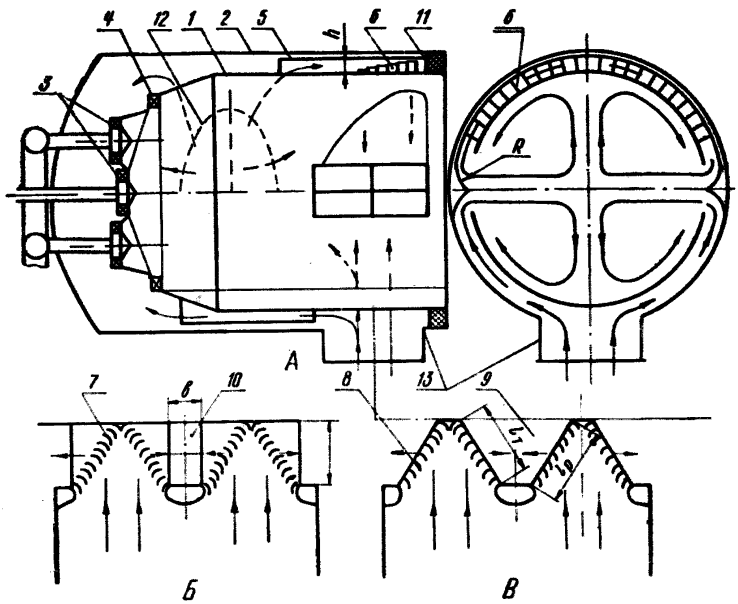
8.6.5. В последнее время в камерах сгорания НЗЛ нашли применение вихревые смесители. Схема устройства вихревого смесителя приведена на черт. 12. Из кольцевого канала охлаждающий воздух двумя плоскими струями, вытекающими навстречу одна другой, поступает в зону смешения. При соударении этих струй в поперечном сечении камеры образуются четыре вихря, центральные зоны которых из-за пониженного давления заполняются продуктами сгорания. Интенсивный массообмен внутри каждого вихря и между вихрями приводит к выравниванию температуры газов за смесителем.

В настоящее время разработаны следующие конструктивные варианты четырех вихревых смесителей: А — с прямоугольными вырезами, Б — с прямоугольными вырезами и лопаточным аппаратом в кольцевом канале, В — с трапецеидальными вырезами и лопаточным аппаратом в кольцевом канале.

Вихревые смесители с лопаточным аппаратом применяются в камерах сгорания серийных газотурбинных установок НЗЛ, в

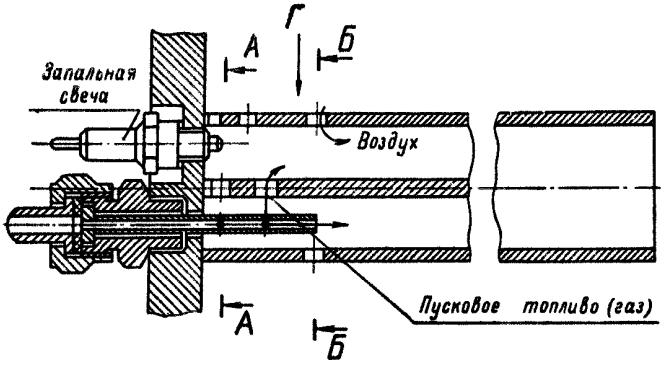
которых воздух подводится в камеру (см. черт. 12) через боковые патрубки, расположенные в головной части камеры. Из кольцевого канала между пламенной трубой *1* и прочным корпусом *2* первичный воздух поступает в зону горения через малые *3* и большой *4* завихрители фронтового устройства, а вторичный, двигаясь в направлении, близком к осевому через кольцевой канал, ограничен-

Вихревой смеситель

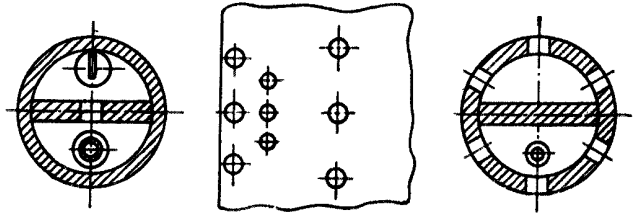


Черт. 12

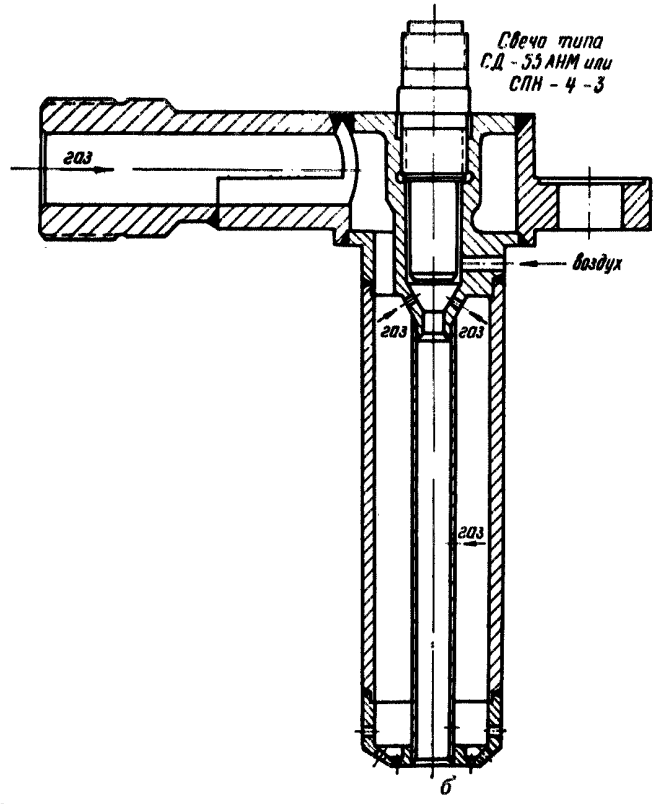
ный экраном *5* и пламенной трубой *1*, проходит к смесителю. Для того чтобы подать вторичный воздух в зону смешения в виде двух плоских встречных струй, необходимо дважды повернуть весь поток воздуха: сначала из осевого направления в окружное с помощью лопаточного аппарата *6*, а затем из окружного — в радиальное на направляющих лопастях *7*, установленных на корпусе. Лопаточный аппарат состоит из четырех рядов лопаток *8*, которые образуют на развертке боковые стороны трапеций. Во внутренней обечайке делаются два трапецеидальных *9* или прямоугольных *10* выреза. В левом направлении кольцевой канал смесителя непосредственно за вырезами перекрывается торцевой перегородкой *11*. При размещении патрубков *13* подвода воздуха в



А – А Вид Г Б – Б

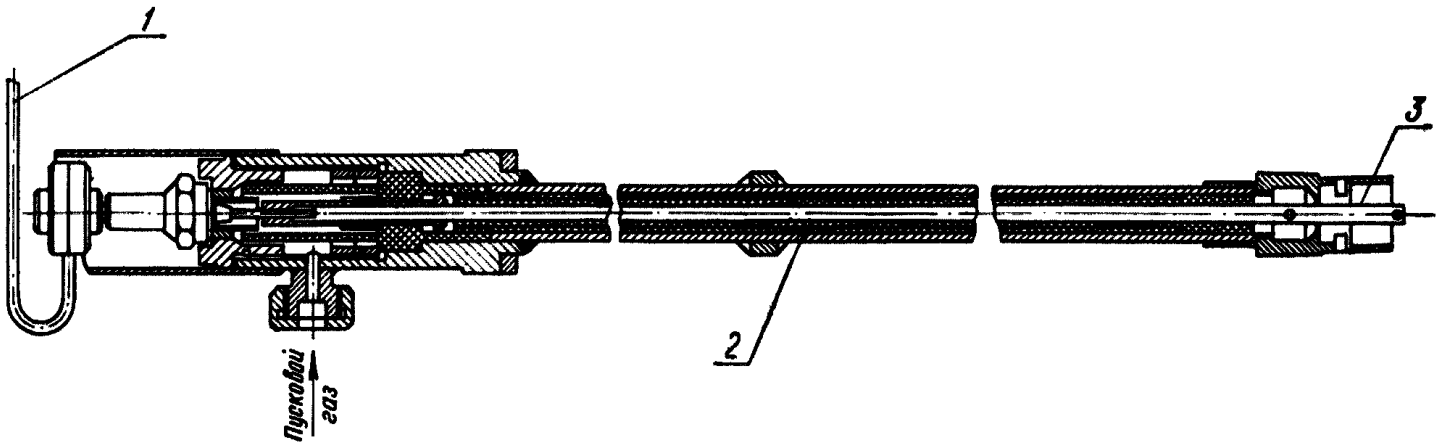


а



Черт. 13

Запальник ГТ-100-750



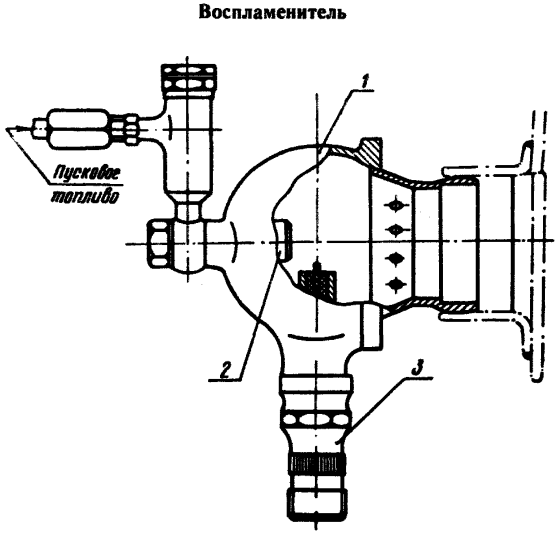
1 — высоковольтный провод; *2* — фарфоровая изоляция; *3* — искровой зазор

Черт. 14

районе зоны смешения удается организовать эффективный вихревой процесс вторичного смесеобразования при уменьшении общего сопротивления камеры и упрощении ее конструкции. В этом случае поворот воздуха осуществляется только направляющими лопастями 7 (тип А).

8.7. Запальные устройства

8.7.1. В отечественном стационарном газотурбостроении наибольшее применение нашли запальные устройства электроискрового типа. От электрической искры на свече воспламеняется не-



1 — корпус воспламенителя; *2* — форсунка пускового топлива; *3* — запальная свеча

Черт. 15

большой факел пускового топлива в зависимости от типа воспламенителя — газообразное или жидкое. Факел запальника вводится через лопатки завихрителя либо через отверстие в стенке пламенной трубы вблизи горелочного устройства. В процессе зажигания после воспламенения от искры пускового факела подается и воспламеняется основное топливо.

8.7.2. На черт. 13, *а* представлено запальное устройство, устанавливаемое в камерах сгорания ГТУ НЗЛ. В трубе, разделенной продольной перегородкой на две части, устанавливаются автомобильная свеча А16У или А14У и газораспределительная трубка подвода пускового газа. Воздух поступает в трубу через систему отверстий за счет эжекции струи пускового газа. Запальник устанавливается перед лопатками регистра.

8.7.3. На черт. 14 приведен запальник, устанавливаемый ЛМЗ на ГТ-100-750. Трубка, подводящая пусковой газ к головке запальника, изолирована от корпуса фарфоровыми изоляторами и является одновременно высоковольтным электродом, подводящим ток к искровому промежутку в головке запальника. Головка запальника устанавливается перед лопатками регистра в камере сгорания высокого давления, а в камере сгорания низкого давления проходит сквозь специальное отверстие в лопатках регистра.

8.7.4. На черт. 15 показан запальник, где в качестве пускового используется жидкое топливо. К пусковой форсунке топливо подается под давлением 2—5 кг/см². Воздух в корпус запальника проходит через систему отверстий за счет естественного перепада давления на пламенной трубе. Распыленное пусковое топливо поджигается электрической искрой. Факел пускового топлива входит в объем пламенной трубы и поджигает основной факел.

8.7.5. На черт. 13,*б* приведен запальник изготовления Свердловского турбомоторного завода, устанавливаемый на ГТУ. В этом запальнике вместо ранее использованной системы непосредственного зажигания устанавливаются факельные воспламенители, вмонтированные в наружную часть газовой горелки. Воздух и топливный газ поступают в форкамеру из примыкающих воздушной и газовой полостей через систему отверстий.

9. ТОПЛИВО

9.1. В газотурбинных установках могут применяться различные виды жидкого и газообразного топлива.

9.2. Газообразное топливо

9.2.1. По способу получения и основным характеристикам газообразное топливо подразделяется на:

— природный газ, получаемый непосредственно из газовых месторождений;

— искусственный газ, являющийся продуктом переработки различного вида сырья в газогенераторных установках;

— попутный газ, получаемый в процессе добычи и переработки нефти.

Основные характеристики газообразного топлива приведены в табл. 3.

9.2.2. При использовании в ГТУ газообразное топливо должно отвечать следующим условиям:

— не конденсироваться и не образовывать отложений на участках трубопроводов, арматуре и элементах системы регулирования;

— не вызывать коррозии трубопроводов и элементов системы регулирования;

— теплотворная способность газа при эксплуатации ГТУ не должна колебаться более чем на 10% от средней величины;

— при необходимости допускать фильтрацию топлива от механических примесей.

Таблица 3

Характеристики газообразных топлив для ГТУ

	Газ	Теплота сгорания, $Q_p^н$, $\frac{МДж}{нм^3}$	Плотность ρ, кг/м³	Состав газа в % объема								
				Азот N_2	Сероводород H_2S	Углекислый газ CO_2	Водород H_2	Окись углерода CO	Остальные углеводороды метанового ряда C_mH_n	Пропан C_3H_8	Этан C_2H_6	Метан CH_4
Природный	Ленинградский	36,8	0,77	2,5	—	0,1	—	—	0,6	0,7	6,0	86,9
	Газлинский	38,0	0,806	0,6	0,1	1,1	—	—	0,7	1,0	3,1	93,0
	Березовский	37,8	0,771	1,3	—	0,1	—	—	0,7	0,6	1,1	95,1
	Шебелинский	31,2	0,778	15,3	Следы	0,1	—	—	Следы	0,1	4,0	93,3
	Североставропольский	35,8	0,728	1,0	—	0,1	—	—	0,2	0,1	0,3	98,7
	Дашавский	36,2	0,730	0,6	—	0,1	—	—	0,3	0,3	0,3	98,3
	Карадагеказский	35,8	0,725	0,7	—	0,1	—	—	0,1	0,1	2,1	93,2
	Войвожский	34,4	0,815	10,0	—	0,1	—	—	0,5	0,1	2,5	85,9
Искусственный	Антрацит	5,1	1,135	52,6	0,2	5,5	13,5	27,5	—	—	—	0,5
	Водяной	10,3	0,715	5,5	0,5	6,5	50,0	37,0	—	—	—	0,5
	Подземной газификации	4,3	1,191	57,6	0,6	10,3	11,1	18,4	—	—	—	1,8
	Полукоксованный	10,4	—	1,9	59,7	59,7	9,3	10,4	1,7	—	—	17,0
	Доменный	3,9	1,296	5,85	0,3	10,5	2,7	28,0	—	—	—	0,3
	Коксовый очищенный	16,5	0,483	7,8	0,4	2,3	57,5	6,8	1,9	—	—	22,5
Попутный	Жирновский	40,7	0,918	1,5	0,1	4,0	—	—	3,3	3,0	6,5	81,6
	Ромашкинский	59,9	1,378	10,0	—	0,1	—	—	12,4	18,0	19,5	40,0
	Туймазинский	59,7	1,374	10,0	—	0,1	—	—	11,9	18,5	20,0	39,5
	Ключевский	49,2	1,020	0,4	—	0,2	—	—	8,4	6,5	6,0	78,5
	Небитдагский	40,9	0,835	0,1	—	0,5	—	—	2,1	2,3	3,0	91,0

Таблица 4

Характеристики нефтяных жидких топлив, пригодных для использования в ГТУ

Наименование показателей	Дистиллятное топливо № 1																Среднедистиллятное топливо № 2					Остаточное нефтяное топливо № 3					
	Авиационные керосины						Топливо для быстроходных дизелей															моторное		мазуты			
	Т-1	ТС-1	Т-2	Т-6	Т-7	РТ	ДА	ДЗ	ДЛ	ДС	А	З	Л	С	ТЗ	ТЛ	Соляровое масло	Дистилляты замедленного коксования		Спец. масло (сланц.)	Дистиллят	ДТ	ДМ	Ф5	Ф12	М40	М100
Температура вспышки $t_{вс}$, °С	30	23	—	—	28	—	35	50	60	90	30	35	40	90	40	65	—	65	60	45	65	65	85	80	90	90	110
Температура застывания $t_{заст}$, °С	—60	—60	—60	—60	—60	—60	—60	—45	—10	—15	—65	—35	—10	—15	—35	—10	—20	5	—12	—15	15	—5	10	—5	—8	10	25
Температура выкипания $t_к$, °С	225	195	195	255	195	225	255	275	290	280	240	250	270	280	275	290	—	290	250	255	—	225	225	322	350	—	—
Количество выкипевшего топлива n, %	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	—	50	50	50	—	15	10	30	50	—	—
	не более						не менее																				
Кинематическая вязкость топлива ν, сСт	1,50	1,25	1,05	4,5	1,25	1,25	2,5—4,0	3,5—6,0	3,5—8,0	2,5—4,0	1,5	1,8—3,2	2,8—6,0	4,5—8,0	2,2—5,0	3,6—5,3	4,8—9,0	11,8	11,8	9,4	78	36	150	37	93	60	115
Температура $t_т$, °С	20	20	20	20	20	20	20	20	20	60	20	20	20	20	20	20	50	50	50	50	50	50	50	50	50	80	80
Плотность ρ, т/м³	0,800	0,775	0,775	0,840	0,775	0,775	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,890	0,935	0,830	0,925	—	0,93	0,97	0,90	0,94	0,88	1,015
Теплотворная способность низшая $Q^н_р$, $\frac{МДж}{кг}$	43,0	43,0	43,0	43,1	43,1	43,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	42,3	39,8	41,7	40,2		41,5	—	41,3	41,3	40,6	40,4
Содержание воды $W_в$, %	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	сп	0	сп	0,5	0,5	1,0	1,5	1,0	1,0	2,0	2,0
Содержание механических примесей $W_м$, %	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,030	0,001	0,030	0,10	0,1	0,2	0,10	0,15	1,0	2,5
Коксуемость K, %	—	—	—	—	—	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	—	—	—	—	—	—	0,5—1,5	—	2,4	—	3,0	1,0	8,0	10,2	15,2	17,0
Содержание фактических смол, $\frac{мг}{100 мл}$	6	5	5	6	4	4	—	—	—	—	—	30	40	60	60	40	—	450	60	0,43	—	—	—	—	—	—	—
Содержание серы $S^р$, %	0,1	0,25	0,25	0,05	0,05	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,6	1,0	1,0	0,5	0,3	3,0	0,5	1,0	0,5	1,5	3,0	2,0	0,8	2,0	2,0
Зольность $A^р$, %	—	—	—	—	—	—	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01	0,02	0,05	0,04	0,15	0,10	0,10	0,15	0,15
Содержание ванадия, орт	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7	3	3	5	5—10	—	5—10	5—10	5—100	5—120

9.3. Жидкие топлива

9.3.1. По мере повышения температуры начала кипения жидкие топлива подразделяются на три группы:

— легкие дистиллятные топлива;

— средние дистиллятные топлива;

— остаточные топлива.

Основные характеристики жидкого топлива приведены в табл. 4.

9.3.2. Легкие дистиллятные топлива, представляющие собой низкокипящие легроино-газойлевые фракции прямой перегонки нефти, крекинга или реформинга нефти, подразделяются на топлива:

— для карбюраторных двигателей (ГОСТ 2084—67);

— для реактивных двигателей (ГОСТ 10227—62, ГОСТ 12308—66);

— для быстроходных дизелей (ГОСТ 4749—73, ГОСТ 305—73).

9.3.3. Среднее дистиллятное топливо — это тяжелые дистилляты нефти, сланца и остаточных нефтепродуктов (ГОСТ 10433—63).

9.3.4. Остаточные топлива представляют собой тяжелые, вязкие остатки прямой перегонки и крекинга нефти или их смеси с более легкими фракциями и подразделяются на:

— моторные топлива ДТ и ДМ (ГОСТ 1667—68);

— мазуты флотские Ф5 и Ф12 и топочные от М40 до М200 (ГОСТ 10585—63).

9.3.5. Топлива первой группы находят ограниченное применение в ГТУ в связи с высокой стоимостью и специальным назначением.

Топлива второй группы предназначаются в качестве основного топлива для стационарных и локомотивных ГТУ.

Использование в ГТУ топлив третьей группы встречает трудности в связи с наличием в них золы с большим содержанием ванадия и натрия, а также асфальто-смолистых соединений. Вследствие этого горение остаточного топлива сопровождается образованием твердого коксового остатка, приводящего к образованию нагара на поверхности камеры сгорания и в проточной части турбины.

Наличие в топливе золы с температурой размягчения ниже 690° С приводит к образованию липких отложений на лопатках турбины и интенсивной их коррозии. В связи с этим содержание ванадия и натрия в топливе для ГТУ ограничивается величиной 5 миллионных долей по весу каждого.

При использовании остаточного топлива с большим содержанием ванадия и натрия следует применять водную промывку с последующим вводом противованадиевой (магниевой, цинковой или другой) присадки [32, 33].

10. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАМЕР СГОРАНИЯ

10.1. Исходные данные для расчета камеры сгорания берутся из теплового расчета газотурбинной установки:

— расход воздуха на камеру сгорания $G_в$, кг/с;

— температура воздуха на входе в камеру сгорания $T_в$, $t_в$, К, °С;

— давление воздуха на входе в камеру сгорания $p_в$, кгс/см²;

— температура газов перед турбиной $T_г$, $t_г$, К, °С;

— характеристики топлива: $C^р$, $O^р$, $H^р$, $S^р$, $A^р$, $W^р$, %; $Q^н_р$, ккал/кг.

Тип установки и принятые основные характеристики:

— назначение (стационарная, блочно-транспортабельная и т. д.);

— потери давления в камере сгорания (допустимые):

$$\sigma = \frac{\Delta H_{к.с}}{p_в};$$

— коэффициент полноты сгорания (не ниже):

$$\eta_{сг} = \frac{Q_I}{Q_II};$$

— теплонапряженность сечения камеры сгорания

U_F, $\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot кгс/см^2}$; если необходимо, задается U_V, $\frac{ккал}{м^3 \cdot ч \cdot кгс/см^2}$;

— неравномерность поля температур $\Delta\theta$. Получение необходимого поля температур производится при доводке камеры сгорания;

— допустимый уровень температуры элементов камеры сгорания.

10.2. Расчет состава продуктов сгорания

10.2.1. Расчет для принятого топлива производится по его характеристикам, полученным лабораторным путем, либо по справочным данным.

При наличии данных по элементарному составу топлива ($C^р$, $O^р$, $H^р$, $S^р$, $A^р$ и $W^р$ — для жидкого топлива и H_2, N_2, O_2, CO, W, CO_2, CH_4, C_nH_m — для газообразного) можно рассчитать характеристики топлива.

10.2.2. Низшая теплота сгорания:

— для газообразного топлива

$$Q^н_р = \frac{68200 \cdot CO + 57810 \cdot H_2 + 192400 \cdot CH_4 + 320400 \cdot C_2H_4^* + 123740 \cdot H_2S}{100 \cdot 22.4} \text{ ккал/кг}, \quad (8)$$

где CO, H_2, CH_4, C_2H_4, H_2S — содержание компонентов в процентах по объему;

— для жидкого топлива

$$Q^н_р = 81 \cdot C^р + 246 \cdot H^р - 26\,(O^р - S^р) - 6W^р \text{ ккал/кг}, \quad (9)$$

где $C^р$, $H^р$, $O^р$, $S^р$, $W^р$ — содержание компонентов в процентах по весу на рабочую массу топлива.

Более точно низшая теплота сгорания определяется лабораторным путем.

10.2.3. Теоретическое количество воздуха, в кг/кг, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива (при $\alpha=1$), равно:

$$L_0 = 0{,}115\,C^р + 0{,}342\,H^р + 0{,}0431\,(S^р - O^р). \qquad (10)$$

Камера сгорания для промежуточного подогрева газов работает на продуктах сгорания предыдущей ступени, содержащей меньшее количество кислорода, чем воздух, поэтому стехиометрическое количество воздуха (рабочего тела) (кг/кг) будет:

$$L_0 = \frac{2{,}67\,C^р + 8H^р + S^р - O^р}{O_2{}^г}, \qquad (11)$$

где $C^р$, $H^р$, $S^р$ и $O^р$ — содержание, в процентах, соответствующих компонентов по весу в рабочей массе топлива;

$O_2{}^г$ — содержание кислорода в рабочем теле, поступающем в камеру сгорания, в процентах по весу (массе).

10.2.4. Для газообразного топлива стехиометрическое количество воздуха (кг/кг) соответственно равно:

$$L_0^г = \frac{0{,}0616}{\gamma_г}\left[0{,}5\,CO + 0{,}5\,H_2 + 2\,CH_4 + 1{,}5\,H_2S + \right.$$
$$\left. + \Sigma\left(m + \frac{n}{4}\right)C_nH_m - O_2\right], \qquad (12)$$

где $\gamma_г$ — удельный вес горючего газа;

CO, H_2, CH_4, H_2S и C_nH_m, O_2 — объемное их содержание, %.

10.2.5. Количество, состав и теплоемкость продуктов сгорания при $\alpha=1$ определяются по следующим формулам:

а) весовое количество каждого компонента продуктов сгорания на 1 кг топлива:

— количество трехатомных газов (в кг/кг)

для жидкого топлива

$$G_{RO_2} = 0{,}0371\,(C^р + 0{,}375\,S^р), \qquad (13)$$

для газообразного топлива

$$G_{RO_2} = 0{,}01\left(CH_4 + CO + H_2S + CO_2 + \Sigma\frac{n}{2}C_nH_m\right)\frac{\gamma_{RO_2}}{\gamma_г}; \qquad (14)$$

— количество водяных паров

для жидкого топлива

$$G_{H_2O} = 0{,}09\,H^р + 0{,}01\,W^р + 0{,}0161\,L_0 + G_{расп}, \qquad (15)$$

где $G_{расп}$ — содержание воды в распыливающем агенте на 1 кг топлива;

Средняя весовая теплоемкость

Температура, °С	O_2	CO_2	NO	H_2O	N_2	Воздух
0	0,2185	0,1946	0,2386	0,4441	0,2482	0,2397
100	0,2205	0,2068	0,2380	0,4473	0,2485	0,2403
200	0,2234	0,2174	0,2388	0,4523	0,2492	0,2416
300	0,2269	0,2266	0,2406	0,4584	0,2505	0,2434
400	0,2305	0,2347	0,2430	0,4652	0,2524	0,2456
500	0,2339	0,2419	0,2457	0,4724	0,2546	0,2481
600	0,2371	0,2483	0,2484	0,4799	0,2570	0,2507
700	0,2400	0,2541	0,2511	0,4877	0,2596	0,2533
800	0,2426	0,2592	0,2537	0,4957	0,2621	0,2558
900	0,2450	0,2638	0,2561	0,5039	0,2646	0,2583
1000	0,2472	0,2681	0,2583	0,5120	0,2670	0,2605
1100	0,2492	0,2719	0,2604	0,5200	0,2692	0,2627
1200	0,2510	0,2754	0,2623	0,5280	0,2713	0,2647
1300	0,2527	0,2785	0,2641	0,5357	0,2734	0,2667
1400	0,2543	0,2814	0,2658	0,5432	0,2753	0,2685
1500	0,2559	0,2841	0,2673	0,5505	0,2771	0,2702
1600	0,2573	0,2865	0,2688	0,5576	0,2788	0,2718
1700	0,2587	0,2883	0,2701	0,5644	0,2803	0,2733
1800	0,2600	0,2909	0,2713	0,5710	0,2818	0,2747
1900	0,2612	0,2928	0,2725	0,5772	0,2832	0,2761
2000	0,2625	0,2946	0,2736	0,5833	0,2845	0,2773

для газообразного топлива

$$G_{H_2O} = 0{,}01\left(2CH_4 + H_2 + H_2S + 0{,}124d_2 + \Sigma\frac{n}{2}C_nH_m\right)\frac{\gamma_{H_2O}}{\gamma_г} + \\ + 0{,}0161L_0, \qquad (16)$$

где d_2 — влажность газообразного топлива;

— количество азота (в кг/кг)

$$G_{N_2} = 0{,}768L_0 + N_р; \qquad (17)$$

б) суммарное весовое количество газов (в кг/кг) при $\alpha = 1$

$$G_г = G_{RO_2} + G_{H_2O} + G_{N_2}. \qquad (18)$$

Весовые (массовые) доли каждого компонента:

$$r_{RO_2} = \frac{G_{RO_2}}{G_г}; \quad r_{H_2O} = \frac{G_{H_2O}}{G_г}; \quad r_{N_2} = \frac{G_{N_2}}{G_г}. \qquad (19)$$

Таблица 5

газов при p = const C_{p_m} (ккал/кг · °С)

H_2	CO	CH_4	Продукты сгорания при $\alpha = 1$			
			бензин	Т-1	дизельное	мазут
3,3904	0,2483	0,5172	0,252	0,2537	0,2500	0,2485
3,4281	0,2488	0,5480	0,255	0,2570	0,2527	0,2500
3,4444	0,2499	0,5870	0,258	0,2600	0,2553	0,2530
3,4504	0,2517	0,6294	0,262	0,2633	0,2592	0,2560
3,4578	0,2540	0,6727	0,265	0,2668	0,2630	0,2605
3,4653	0,2567	0,7143	0,269	0,2704	0,2673	0,2650
3,4732	0,2594	0,7545	0,273	0,2741	0,2710	0,2680
3,4841	0,2622	0,7932	0,276	0,2777	0,2747	0,2715
3,4970	0,2649	0,8323	0,280	0,2812	0,2780	0,2750
3,5124	0,2675	0,8685	0,283	0,2846	0,2807	0,2785
3,5293	0,2700	0,9008	0,286	0,2878	0,2835	0,2825
3,5476	0,2723	0,9299	0,289	0,2909	0,2875	0,2850
3,5670	0,2745	0,9555	0,292	0,2938	0,2905	0,2880
3,5883	0,2765	—	0,294	0,2966	0,2930	0,2910
3,6096	0,2784	—	0,296	0,2992	0,2952	0,2930
3,6309	0,2802	—	0,300	0,3017	0,2980	0,2950
3,6528	0,2818	—	0,302	0,3040	0,3005	0,2980
3,6741	0,2834	—	0,303	0,3062	0,3025	0,3005
3,6954	0,2848	—	0,306	0,3082	0,3045	0,3025
3,7168	0,2862	—	0,308	—	0,3060	0,3045
3,7376	0,2874	—	0,310	—	0,3080	0,3055

Средняя весовая теплоемкость «чистых» продуктов сгорания

$$c_{p_г} = c_{p_{H_2O}}r_{H_2O} + c_{p_{RO_2}}r_{RO_2} + c_{p_{N_2}}r_{N_2}. \qquad (20)$$

Средние весовые теплоемкости газов даны в табл. 5.

В связи с малыми потерями давления в камере сгорания можно считать процесс протекающим при условии p=const.

10.2.6. При работе по многоступенчатой схеме сжигания все камеры сгорания, кроме первой, работают на продуктах сгорания предыдущих ступеней. В связи с этим необходимо учитывать пониженное содержание кислорода и изменение содержания других элементов.

Для этого следует рассчитать баланс поступления и расхода составляющих для газов при их прохождении через ступени камер сгорания.

Для определения суммарного избытка воздуха используется уравнение теплового баланса камеры сгорания, отнесенное к 1 кг топлива:

$$Q_в + \eta_{сг} Q_р^н + Q_{топл} + Q_{расп} = Q_{вых.г} + Q_{окр}, \qquad (21)$$

где $Q_в$ — тепло, внесенное воздухом;
$\eta_{сг} Q_р^н$ — тепло, выделившееся при сгорании топлива;
$Q_{топл}$ — тепло, внесенное топливом;
$Q_{расп}$ — тепло, внесенное распыливающим элементом;
$Q_{вых.г}$ — тепло выходящих газов;
$Q_{окр}$ — потери в окружающую среду;

Обычно при теплоизолированной камере сгорания $Q_{окр} \approx 0$, также мало $Q_{расп}$. Уравнение теплового баланса можно записать так:

$$Q_р^н \eta_{сг} + \alpha L_0 c_{p_в} t_в + c_т t_т = (1 + L_0) c_{p_г} t_г + (\alpha - 1) L_0 c_{p_{в.г}} t_г, \qquad (22)$$

где $c_{p_в}$ — средняя весовая теплоемкость воздуха в интервале от 0 до $t_в$ °С;
$c_{p_{в.г}}$ — то же, воздуха в интервале от 0 до $t_г$° С;
$c_{p_г}$ — то же, газов в интервале от 0 до $t_г$;
$c_т$ — то же, топлива в интервале от 0 до $t_т$.

Отсюда общий избыток воздуха:

$$\alpha = \frac{Q_р^н \eta_{сг} + c_т t_т - (1 + L_0) c_{p_г} t_г + L_0 c_{p_{в.г}} t_г}{L_0 c_{p_{в.г}} t_г - L_0 c_{p_в} t_в}. \qquad (23)$$

Расход топлива на камеру сгорания (в кг/с):

$$B_т = \frac{G_в}{\alpha L_0}. \qquad (24)$$

10.3. Сопротивление камер сгорания

10.3.1. При конструировании камеры сгорания необходимо обеспечить ее сопротивление на заданном уровне. Сопротивление камеры сгорания зависит от уровня скоростей воздуха в ее трактах и коэффициентов сопротивления различных элементов.

Уменьшение коэффициентов сопротивления элементов камеры сгорания за счет улучшения аэродинамических характеристик трактов является дорогим мероприятием, выгодным только при большой серийности. Таким образом, основным способом обеспечения заданных характеристик камеры по сопротивлению является выбор оптимального уровня скоростей воздуха в ее трактах.

При расчете газотурбинной установки задается величина потери полного напора в камере сгорания $\sigma = \frac{\Delta H_{к.с}}{p_в}$.

Подсчитав затем тепловые потери и разность скоростных напоров в подводящей трубе и на выходе из камеры, определяем пере-

пад статических давлений в камере при изотермических условиях:

$$\Delta p_{к.с} = \Delta H_{к.с} - \Delta H^{тепл}_{к.с} - \left(\frac{\rho_в W^2_{подв.тр}}{2} - \frac{\rho_в W^2_{вых}}{2} \right) - (\Delta H_{вх} + \Delta H_{вых}), \quad (25)$$

где $\frac{\rho_в W^2_{подв.тр}}{2}$ — кинетическая энергия изотермического потока на входе в камеру сгорания;

$\frac{\rho_в W^2_{вых}}{2}$ — кинетическая энергия изотермического потока на выходе из камеры сгорания;

$W_{подв.тр}$ — скорость воздуха на входе в камеру сгорания (в подводящей трубе), определяется в сечении по ходу воздуха до начала разветвления трактов воздуха в камере сгорания;

$W_{вых}$ — скорость в сечении за смесителем;

$\Delta H_{вх}$ — подсчитывается в тех случаях, если заданное сопротивление $\Delta H_{к.с}$ включает в себя сопротивление дополнительного участка до сечения начала распределения воздуха по трактам камеры (например, трубопровод выносной камеры от компрессора до камеры сгорания);

$\Delta H_{вых}$ — подсчитывается в тех случаях, если $\Delta H_{к.с}$ включает в себя сопротивление дополнительных участков после смесителя камеры сгорания (например, сопротивление выходного патрубка камеры сгорания до лопаточного аппарата).

Потери полного напора при подводе тепла можно определить по следующей формуле:

$$\Delta H^{тепл}_{к.с} = 2{,}2 \left(\frac{F_{подв.тр}}{F_{п.т}} \right)^2 \left(\frac{T_г}{T_в} - 1 \right) \frac{\rho_в W^2_{подв.тр}}{2}. \quad (26)$$

После определения $\Delta p_{к.с}$ можно рассчитать проходные сечения элементов камеры сгорания, как указано в разделе 14 при заданном распределении воздуха:

$$\Delta p_{к.с} = \frac{\zeta_р}{F^2_{р.вх}} \cdot \frac{G^2_р}{2\rho}; \quad \Delta p_{к.с} = \frac{\zeta_{ш}}{F^2_{ш}} \cdot \frac{G^2_{ш}}{2\rho}; \quad (27)$$

$$\Delta p_{к.с} = \frac{\zeta_{см}}{F^2_{см}} \cdot \frac{G^2_{см}}{2\rho} \text{ и } \Delta p_{к.с} = \frac{\zeta_{отв}}{F^2_{отв}} \cdot \frac{G^2_{отв}}{2\rho}.$$

11. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ РЕГИСТРОВЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ

11.1. Камерами сгорания регистрового типа принято называть камеры, в которых весь воздух, участвующий в горении, подается через регистр фронтового устройства: $G_1 = G_р$.

Таблица 6

Рекомендуемые основные параметры стационарных камер сгорания

Камера	Топливо	Пара								Смеситель
		Теплонапряжение сечения (максимальное) U_F, ккал/м²·ч·кг/см²	Применяемые диаметры пламенной трубы $D_{п.т}$, мм	Относительная длина огневой части до отверстий смесителя (средняя) $\frac{L_{о.г}}{D_{п.т}}$	Относительная длина пламенной трубы (средняя) $\frac{L}{D_{п.т}}$	Избыток первичного воздуха α_1	Средние скорости воздуха на выходе из воздухонаправляющего устройства, м/с	Сопротивление камеры сгорания, %		
Выносная одногорелочная*	газ	$6 \cdot 10^6$	До 1000	2,0	2,5	1,3—1,5	50—60	2,0—2,5		Сопловой или дырчатый
	жидкое легкое	$6 \cdot 10^6$		2,0	2,5	1,2—1,3				
	жидкое тяжелое	$5{,}5 \cdot 10^6$		2,5	3,0	1,2—1,3				
Выносная многогорелочная**	газ	$8{,}0 \cdot 10^6$	Более 1000	≈1,3	2,0	1,3—1,5	40—50	2,0—3,0		Сопловой
	жидкое легкое	$8{,}0 \cdot 10^6$		≈1,3	2,0	1,2—1,3				
	жидкое тяжелое	$7{,}0 \cdot 10^6$		≈1,5	2,5	1,2—1,3				
Выносная многогорелочная с охлаждением закрученным потоком***	газ	$8{,}0 \cdot 10^6$	1000—1600	≈1,0	2,2—3,5	≈2,1	До 80	2,3—2,8		Вихревой
Трубчато-кольцевая и секционная одногорелочная	газ	$6 \cdot 10^6$	До 600	2,0	3,0	1,3—1,5	50—60	2,0—2,5		Сопловой или дырчатый
	жидкое легкое	$6 \cdot 10^6$		2,0	3,0	1,2—1,3				
	жидкое тяжелое	$5 \cdot 10^6$		2,5	3,5	1,2—1,3				
Со ступенчатым подводом воздуха****	газ	$18 \div 20 \cdot 10^6$	До 500	2,0	3,0	0,3—0,5 за регистром и 1,2—1,4 за отверстиями	60—80	3,5—5,0		Сопловой или дырчатый
	жидкое легкое	$18 \div 20 \cdot 10^6$		2,5	3,5					

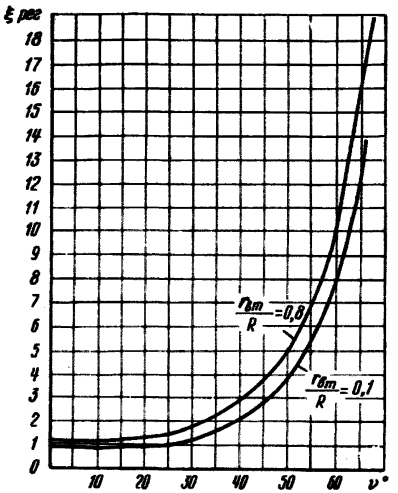
* Возможно применение труб и большего диаметра, однако более целесообразен переход к многогорелочным камерам.
** Желательно применение центрального регистра.
*** Отсутствует опыт работы на жидком топливе.
**** Отсутствует опыт работы на тяжелом топливе.

11.2. Расход первичного воздуха (в кг/с) определяется задаваемым коэффициентом избытка первичного воздуха, который может быть принят по табл. 6:

$$G_1 = \alpha_1 L_0 B_т. \qquad (28)$$

Скорость воздуха в регистре должна находиться в определенных пределах. Рекомендованные значения скоростей приведены в табл. 6.

Зависимость коэффициента сопротивления регистров от угла выхода потока (по опытным данным)



Черт. 16

Скорость воздуха в регистре определяется по формуле:

$$W_р^{вх} = \sqrt{\frac{2\Delta p_{к.с}}{\rho_в \zeta_р}}, \qquad (29)$$

$$W_р^{вых} = \frac{W_р^{вх}}{\cos \nu}. \qquad (30)$$

Углы закрутки потока в регистре могут быть приняты в пределах $\nu = 30 \div 50°$; оптимальным является $\nu = 45°$. Соответственно по графику (черт. 16) можно найти коэффициенты сопротивления регистра $\zeta_р$.

Для противоточных камер сгорания необходим учет дополнительных сопротивлений (поворота, кольцевого канала и т. д.).

Если скорости выходящего из регистра воздуха $W_р^{вых}$, подсчитанные по формуле (30) для заданного сопротивления камеры, меньше рекомендованных ($W_р^{вых} < W_{ср}$), то создание камеры с таким сопротивлением нерационально вследствие низкой интенсивности рабочих процессов, проходящих в ней.

При скоростях потока, выше рекомендованных, выявляется возможность создания камеры с меньшим сопротивлением либо использования повышенного сопротивления для интенсификации рабочих процессов (например, охлаждения).

Входная площадь регистра (в м²) определяется по формуле

$$F_{р.вх} = \sqrt{\frac{\zeta_р}{2\Delta p_{к.с} \rho}} G_р. \qquad (31)$$

Внутренний диаметр обода регистра с учетом загромождения лопатками (в м) находится по формуле

$$D_р = \sqrt{\frac{F_{р.вх}}{0{,}785\cos\beta} + d_{вт}^2 + A^2 - 2d_{вт}A + A}. \qquad (32)$$

Здесь β — угол наклона лопатки, град;

$d_{вт}$ — наружный диаметр втулки, м;

$$A = \frac{n\delta}{\pi\cos\beta};$$

где n — число лопаток, шт.;

δ — толщина лопатки, м.

11.3. Диаметр пламенной трубы (для регистровых) должен удовлетворять условию:

$$D_{п.т} \geqslant 2D_р. \qquad (33)$$

Тогда минимальный диаметр пламенной трубы $D_{п.т}^{min} = 2D_р$.

Теплонапряженность сечения пламенной трубы определяем по формуле

$$U_F = \frac{Q_р^н \eta_{сг} B_т}{0{,}785 D_{п.т}^2 \rho_в}. \qquad (34)$$

Если получившееся значение U_F больше, чем рекомендованное для камеры сгорания данной конструкции по табл. 6, то необходимо увеличить диаметр пламенной трубы.

Длину огневой зоны пламенной трубы находим по принятому соотношению $L_{огн}/D_{п.т}$ (см. табл. 6):

$$L_{огн} = (L_{огн}/D_{п.т})\, D_{п.т}.$$

11.4. Диаметр корпуса (в м) находим из соотношения:

$$D_{к.с} = \sqrt{(D_{п.т} + 2\delta_{п.т})^2 + \frac{G_{к.к}}{0{,}785 W_{к.к}\gamma_в}} + 2\delta_к, \qquad (35)$$

где $W_{к.к}$ — скорость воздуха в кольцевом канале;

$C_{к.к}$ — расход воздуха в кольцевом канале;

$G_{к.к} = G_{см} + \frac{G_{охл}}{2}$ — для прямоточных камер сгорания;

$G_{к.к} = G_1 + \frac{G_{охл}}{2}$ — для противоточных камер сгорания;

$\delta_{п.т}$, $\delta_к$ — толщина стенки пламенной трубы и корпуса соответственно.

При выборе скорости воздуха в кольцевом канале необходимо учитывать систему охлаждения стенок пламенной трубы, но обычно проходная площадь кольцевого канала не должна лимитировать распределение воздуха по трактам.

11.5. Расход воздуха на охлаждение и смешение должен выбираться по прототипу. При отсутствии таких данных в первом приближении, если $G_1 = G_р$, то $G_{охл} = G_р$ и

$$G_{см} = G_в - G_р - G_{охл}. \quad (36)$$

При щелевом охлаждении количество щелей принимается с условием, что длина обечайки будет не выше $(0{,}3 \div 0{,}5) D_{п.т}$:

$$n_{щ} = \frac{L_{огн}}{(0{,}3 \div 0{,}5) D_{п.т}}. \quad (37)$$

Площадь щели равна:

$$F_{щ} = \sqrt{\frac{\zeta_{щ}}{2\rho\Delta p_{к.с}}} \cdot \frac{G_{охл}}{n_{щ}}, \quad (38)$$

где $\zeta_{щ}$ определяется по формуле (111).

Высота щели с учетом загромождения находится по формуле

$$h_{щ} = \frac{D_1 - D_{п.т}}{2} - \delta_{п.т}; \quad (39)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{F_{щ} + F_{загр}}{0{,}785} + (D_{п.т} + 2\delta_{п.т})^2}. \quad (40)$$

11.6. Площадь отверстий смесителя рассчитывается по формуле

$$F_{см} = \sqrt{\frac{\zeta^{в}_{см}}{2\rho\Delta p_{к.с}}}, \quad (41)$$

где $\zeta^{в}_{см}$ определяется по формуле (114).

По опытным данным оптимальный диаметр отверстий смесителя равен

$$d^{опт}_{отв.см} = 0{,}18 D_{п.т}. \quad (42)$$

Число отверстий смесителя определяем по формуле

$$n_{отв} = \frac{F_{см}}{0{,}785 d^2_{отв.см}}. \quad (43)$$

После эскизного проекта камеры сгорания производятся проверочные расчеты: гидравлический, смесителя, температуры стенки, выгорания жидкого топлива. При отклонении характеристик от заданных и рекомендуемых производят корректировку конструкции камеры сгорания.

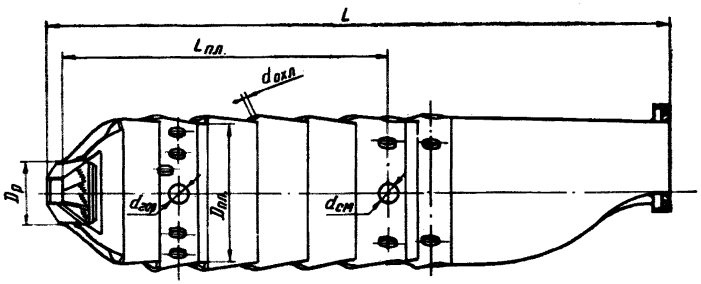
12. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ СООТНОШЕНИЙ КАМЕР СГОРАНИЯ СО СТУПЕНЧАТЫМ ПОДВОДОМ ВОЗДУХА

12.1. На основе экспериментальных и теоретических данных, полученных для камер сгорания авиационных и транспортных ГТУ, приводятся основные расчетные соотношения систем со ступенча-

тым подводом воздуха (черт. 17) (см. приложение) [2, 7, 34, 35].

12.2. Коэффициент избытка воздуха, поступающего через фронтовое воздухонаправляющее устройство, принимается $\alpha_р = 0{,}3 \div 0{,}5$. Избыток воздуха в конце зоны дожигания $\alpha_д = 1{,}2 \div 1{,}5$. Число ступеней (рядов) подвода воздуха может быть принято: $n = 1 \div 5$. Их выбор обусловливается конструктивными особенностями, режимными параметрами, размерами, назначением ГТУ и обычно не превышает 3.

Пламенная труба камеры сгорания со ступенчатым подводом воздуха



Черт. 17

Первый ряд отверстий находится на расстоянии $\frac{l}{D_{п.т}} = 0{,}6 \div 0{,}9$ от форсунки. Расстояние между рядами отверстий $\frac{l}{D_{п.т}} = 0{,}2 \div 0{,}4$.

Диаметр радиальных отверстий для подвода воздуха определяется из условия оптимальной глубины проникновения (дальнобойности) воздушной струи в зону горения

$$H_{опт} = mD_{п.т} = (0{,}20 \div 0{,}25) D_{п.т}. \qquad (44)$$

Глубина проникновения струи (в м) вычисляется по формуле Хаусорна:

$$H = Kd_{отв} \frac{\left(\frac{\rho_с W_с^2}{\rho_п W_п^2}\right)^{0{,}5}}{1 + n\frac{Q_с}{Q_п}}, \qquad (45)$$

где $d_{отв}$ — диаметр отверстий для ввода воздуха, м;

$\rho_с$ и $\rho_п$ — плотности струи воздуха и сносящего потока, кгс/м³;

n — число струй воздуха (отверстий);

$Q_с$ и $Q_п$ — объемные расходы струи и сносящего потока, м³/с;

K — опытная константа (для случая камеры сгорания $K=1$);

$W_с$ и $W_п$ — скорости струй воздуха и сносящего газового потока, м³/с.

Из соотношений (44) и (45) находится оптимальный диаметр отверстий

$$d_{отв} = mD_{п.т}\frac{1+\frac{\rho_с G_с}{\rho_п G_п}}{\frac{W_с}{W_п}\sqrt{\frac{\rho_с}{\rho_п}}}, \qquad (46)$$

где $m=0{,}2\div 0{,}25$;

$G_с$ и $G_п$ — расходы воздуха через один пояс отверстий и газов в районе пояса отверстий, кг/с.

Особенностью расчета камер сгорания со ступенчатым подводом воздуха является необходимость разбивки воздуха, подаваемого для горения, на отдельные зоны и определения проходных площадей этих зон:

— расход первичного воздуха:

$$G_1 = \alpha_g B_т L_0; \qquad (47)$$

— расход воздуха через воздухонаправляющее устройство:

$$G_р = \alpha_р B_т L_0; \qquad (48)$$

— расход воздуха на радиальные отверстия

$$G_g = G_1 - G_р. \qquad (49)$$

Скорость воздуха $W_с$, проходящего через отверстия, принимается обычно 60—80 м/с, а число рядов отверстий $n_{ряд}$—2—3 ряда.

Расходы газов в пламенной трубе в районе «радиальных» отверстий (без учета охлаждающего воздуха) определяются по следующим формулам:

для первого ряда отверстий

$$G_1 = G_р + B_т; \qquad (50)$$

для второго ряда отверстий

$$G_2 = G_1 + \frac{G_g}{n_{ряд}}; \qquad (51)$$

для n-го ряда отверстий

$$G_n = G_1 + \frac{n-1}{n_р} G_g. \qquad (52)$$

Избытки воздуха в районе «радиальных» отверстий (без учета охлаждающего воздуха):

для первого ряда отверстий

$$\alpha_{1g} = \alpha_р;$$

для второго ряда отверстий

$$\alpha_{2g} = \alpha_{\text{р}} + \frac{G_g}{n_{\text{ряд}} B_{\text{т}} L_0};$$

для n-го ряда отверстий

$$\alpha_{ng} = \alpha_{\text{р}} + \frac{n-1}{n_{\text{ряд}}} \cdot \frac{G_g}{B_{\text{т}} L_0}.$$

Температуры газов в районе «радиальных» отверстий определяются из уравнения теплового баланса при задаваемом значении полноты выгорания (см. раздел 16):

$$t_{\text{г}_n} = \xi \frac{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \gamma_{\text{сг}} + \alpha_{ng} L_0 c_{p_{\text{в}}} t_{\text{в}} + c_{\text{т}} t_{\text{т}}}{(1 + L_0) c_{p_{\text{г}}} + (\alpha_{ng} - 1) L_0 c_{p_{\text{в.г}}}}, \qquad (53)$$

где $c_{\text{т}}$ и $t_{\text{т}}$ — теплоемкость, ккал/кг·°С, и температура топлива, °С;

$c_{p_{\text{в}}}$ — теплоемкость воздуха при температуре на входе в камеру $t_{\text{в}}$, ккал/кг·°С;

$c_{p_{\text{г}}}$ и $c_{p_{\text{в.г}}}$ — теплоемкости чистых газов и воздуха при температуре газов, ккал/кг·°С;

ξ — коэффициент неадиабатичности процесса горения.

$$\xi = 0{,}95 \div 0{,}98.$$

Плотность воздуха, поступающего в отверстия,

$$\rho_{\text{с}} = \rho_0 \frac{273}{273 + t_{\text{в}}} p_{\text{в}}. \qquad (54)$$

Плотность газов в районе отверстий

$$\rho_{\text{п}} = \rho_0 \frac{273}{273 + t_{\text{п}}} p. \qquad (55)$$

Скорость сносящего потока в районе отверстий (в м/с)

$$W_{\text{п}} = \frac{G_{\text{п}}}{3600 F_{\text{п.т}} \rho_{\text{п}}}. \qquad (56)$$

Диаметры «радиальных» отверстий в рядах:

$$d_{\text{отв}} = m D_{\text{п.т}} \frac{1 + \frac{\rho_{\text{с}} G_{\text{с}}}{\rho_{\text{п}} G_{\text{п}}}}{\frac{W_{\text{с}}}{W_{\text{п}}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{с}}}{\rho_{\text{п}}}}}. \qquad (57)$$

Площадь отверстий одного пояса

$$F_{\text{отв}} = \frac{G_g}{3600 n_{\text{ряд}} W_{\text{с}} \rho_{\text{с}} g}. \qquad (58)$$

Число отверстий в одном поясе

$$n_{\text{отв}} = \frac{F_{\text{отв}}}{0{,}785 d_{\text{отв}}^2}. \qquad (59)$$

Диаметры отверстий корректируют с учетом выполнения соотношения (44) и расчетом скорости по гидравлическому расчету.

13. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КАМЕР СГОРАНИЯ

13.1. Регистровые горелки

13.1.1. Для удовлетворительного перемешивания струй газа и воздуха необходимо, чтобы газовая струя проникала на определенную глубину в струю воздуха. Эта оптимальная глубина проникновения определяется опытным путем и для различных струй имеет разное значение. Так, для круглых струй наилучшие результаты получаются при глубине проникновения, равной 0,12 ширины сносящей струи, а для плоских струй— 0,25. Для регистровых горелок ширина сносящей струи равна длине межлопаточного канала

$$L_{л}=\frac{D_{р}-d_{вт}}{2\sin\theta}, \tag{60}$$

где $D_{р}$ — диаметр регистра, м;

$d_{вт}$ — диаметр втулки, м;

2θ — угол конусности регистра на выходе.

В основу расчета дальнобойности струи L можно положить уравнение глубины проникновения струи в поперечном потоке (см. приложение [36]).

Для круглой струи L рассчитывается по формуле:

$$L=k_{s}\sin\beta_{ст}d_{э}\frac{W_{г}}{W_{в}}\sqrt{\frac{\gamma_{г}}{\gamma_{в}}}. \tag{61}$$

Здесь k_{s} — опытный коэффициент, зависящий от расположения газовых отверстий. Для отверстий с соотношением $\frac{s}{d}=\infty$, 16, 8 и 4 k_{s} соответственно равен 2,2; 1,9; 1,7 и 1,6 (s — шаг между отверстиями);

$d_{э}$ — эквивалентный диаметр отверстия;

$W_{в}$, $\gamma_{в}$ и $W_{г}$, $\gamma_{г}$ — соответственно скорость и удельный вес воздуха на выходе из регистра и газа на выходе из отверстий;

$\beta_{ст}$ — угол наклона струи воздуха и газа:

$$\beta_{ст}=180-\nu-\beta_{гр},$$

где ν — угол выхода потока из регистра;

$\beta_{гр}$ — угол между осью пламенной трубы и осями отверстий.

Для плоской струи:

$$L=k_{г}\delta\frac{W_{г}}{W_{в}}\sqrt{\frac{\gamma_{г}}{\gamma_{в}}}, \tag{62}$$

где $k_{г}$ — опытный коэффициент: $k_{г}=12$ при $\beta_{ст}=90°$ и $k_{г}=11$ при $\beta_{ст}=60$; 120°;

δ — ширина щели, м.

13.1.2. Учитывая вышеуказанные оптимальные соотношения $\frac{W_г}{W_в}=1{,}8$ для отверстий и $\frac{W_г}{W_в}=2{,}2$ для щелей, а также оптимальные глубины проникновения $\frac{L}{L_л}=0{,}12$ для горелок с отверстиями и $\frac{L}{L_л}=0{,}25$ для горелок с щелью, получаем соотношения для расчета газовой части горелки:

— отверстий

$$d_э=\frac{0{,}12L_л}{k_s\sin\beta_{ст}}\sqrt{\frac{\gamma_в}{\gamma_г}}\frac{W_в}{W_г}=0{,}063\frac{L_л}{k_s\sin\beta_{ст}}\sqrt{\frac{\gamma_в}{\gamma_г}};\qquad(63)$$

— плоской струи

$$\delta=0{,}113\frac{L_л}{k_г}\sqrt{\frac{\gamma_в}{\gamma_г}}.\qquad(64)$$

Зная скорость газа и его расход, находим:

количество круглых отверстий

$$n=\frac{B_т}{2820w_т d_э^2\gamma_г};\qquad(65)$$

диаметр раздающей щели для плоской сплошной струи

$$d_{гр}=\frac{B_т}{11\,300W_г\delta\gamma_г};\qquad(66)$$

диаметр щели для плоской прерывистой струи

$$d_{гр}=\frac{B_т}{11\,300W_г\delta\gamma_г}+\frac{l}{3{,}14},\qquad(67)$$

где $B_т$ — расход газа на одну горелку, кг/ч;

$\gamma_г$ — удельный вес газа, кг/м^3;

l — длина промежутков, перекрывающих щель, м.

13.1.3. Сопротивление горелки по газовой стороне при этой скорости будет равно

$$\Delta p=\frac{W_г^2\gamma_г}{2\mu g},\qquad(68)$$

где μ — коэффициент расхода (для отверстий $\mu=0{,}9$ и щели $\mu=0{,}75$).

13.1.4. Рассчитанная горелка должна размещаться во внутренней втулке ($d_{вт}$) регистра ($D_р$), при этом для регистровых камер сгорания $\frac{d_{вт}}{D_р}<0{,}5$ (обычно 0,25—0,4).

13.1.5. Расход газа на дежурную горелку принимается 3—5%. Для создания устойчивого дежурного факела скорость выхода дежурного газа ориентировочно принимается на половину меньше скорости выхода газа из основной горелки. Коэффициент избытка воздуха в зоне горения должен быть меньше единицы. Это обычно

достигается при направлении дежурного газа в центр пламенной трубы.

13.2. Струйно-стабилизаторные горелочные устройства [1, 37, 38, 39]

13.2.1. Основной особенностью расчета струйно-стабилизаторного горелочного устройства является необходимость обеспечить условие равенства длины элементарной газовой струи и уголкового стабилизатора:

$$l_{\text{ф}} = l_{\text{ст}}. \tag{69}$$

В отличие от регистровых горелок величина избытка первичного воздуха принимается повышенной (в пределах 1,5—2,5).

Величины расхода первичного воздуха и газа, их скорости и проходные площади определяются так же, как и для регистровых горелок.

Длина стабилизатора равна:

$$l_{\text{ст}} = \frac{D-d}{2\sin\beta/2}, \tag{70}$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры горелки, м;

β — угол при вершине горелки, град.

13.2.2. Диаметр газораздающих отверстий $d_{\text{г}}$ определяется по эмпирической формуле:

$$\frac{l_{\text{ф}}}{d_{\text{г}}} = 18B_{\text{ст}}^{0,75}\frac{\rho_{\text{г}}W_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}W_{\text{в}}}\text{Fr}^{0,27} + 10. \tag{71}$$

Здесь $\text{Fr} = \frac{W_{\text{г}}^2}{gd_{\text{г}}}$ — критерий Фруда;

$$B_{\text{ст}} = \frac{\pi(D+d)}{2z} - S_{\text{ср}}$$

$B_{\text{ст}}$ — средняя ширина стабилизатора, м,

где z — число стабилизаторов;

$S_{\text{ср}}$ — средняя ширина щели, м:

$$S_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{пер}}}{zl_{\text{ст}}}. \tag{72}$$

Уравнение (71) содержит три неизвестные величины ($d_{\text{г}}$, $W_{\text{г}}$ и z), поэтому для его решения составлены еще два уравнения:

$$W_{\text{г}} = \mu_{\text{отв}}\sqrt{\frac{2\Delta p_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}}}} \tag{73}$$

и

$$d_{\text{г}} = \sqrt{\frac{G_{\text{г}}}{0,785W_{\text{г}}\rho_{\text{г}}z}}, \tag{74}$$

где $\Delta p_{\text{г}}$ — располагаемый перепад газообразного топлива, кг/м² $\left(\frac{\Delta p_{\text{г}}}{p} \leqslant 0,1\right)$;

$G_{\text{г}}$ — расход газообразного топлива, кг/с;

$\mu_{\text{отв}}$ — коэффициент расхода отверстий ($\sim 0,6$).

Совместное решение уравнений (71), (73) и (74) позволяет определить диаметр газовыпускных отверстий, скорость газа на выходе и число отверстий (или стабилизаторов).

13.3. Расчет дырчатых и сопловых смесителей

13.3.1. Глубину проникновения струи в сносящий поток для дырчатого смесителя можно подсчитать по формуле, предложенной Хаусорном,

$$h_{max} = \frac{kd_0\sqrt{q}}{\left(1+\frac{G_{см}\rho_{снос}}{G_{снос}\rho_{см}}\right)}, \qquad (75)$$

из которой можно определить диаметр отверстия смесителя d_0. В формуле (75):

k — опытная константа $\left(\text{для } \frac{h}{D_{п.т}}=0\div0{,}5\ k=1\right)$;

$\frac{G_{см}}{\rho_{см}}$ и $\frac{G_{снос}}{\rho_{снос}}$ — объемные расходы струй и сносящего потока, учитывающие стесненность потоков;

$q=\frac{\rho_0 W_0^2}{\rho_{снос}W_{снос}^2}$ — отношение начальных динамических напоров струй к сносящему потоку.

13.3.2. С целью увеличения глубины проникновения для пламенных труб диаметром больше 400 мм применяют сопла. В первом приближении можно считать, что установка сопла увеличивает глубину проникновения струи на высоту сопла:

$$h_{сопл.стр}=h_{max}+h_{сопл}, \qquad (76)$$

где h_{max} — глубина проникновения струи для дырчатого смесителя;
$h_{сопл}$ — высота сопла.

13.3.3. Расчет смесителя рекомендуется вести в следующей последовательности:

— задаются или рассчитываются распределения воздуха и газов по трактам и их параметры;

— определяется диаметр отверстий смесителя из формулы, глубина проникновения струй принимается $h_{max}=0{,}4\div0{,}45\,D_{п.т}$;

— находится скорость истечения струи по перепаду давления на отверстие в стенке:

$$W_0=\mu\sqrt{2\frac{\Delta p_{см}^{в}}{\rho}}, \qquad (77)$$

где $\mu=0{,}62$;

— определяется площадь отверстий смесителя (в м²):

$$F_{см}=\frac{G_{см}}{\rho W_0}; \qquad (78)$$

— предварительно рассчитывается число отверстий в смесителе:

$$n=\frac{4F_{см}}{\pi d_0}; \qquad (79)$$

— проверяется относительный шаг между отверстиями:

$$\frac{\pi D_{\text{п.т}}}{nd_0} \geqslant 2. \tag{80}$$

Если отверстия невозможно расположить в одном ряду, выдержав относительный шаг равным или больше 2, то необходимо перейти к двухрядному и даже многорядному смесителю или применить овальные отверстия. Определив количество рядов отверстий смесителя и число отверстий в них, необходимо откорректировать диаметр отверстий, чтобы площадь смесителя была равна $F_{\text{см}}$. Следовательно, диаметр отверстий смесителя будет равен:

$$d_0' = \frac{F_{\text{см}}}{n_{\text{отв}}}. \tag{81}$$

При проектировании необходимо иметь в виду, что кольцевой канал не должен быть лимитирующим, для чего $\frac{F_{\text{к.к}}}{F_{\text{см}}} > 1$.

Как показали статистические данные, у большинства смесителей диаметр отверстий составляет примерно $0{,}18\,D_{\text{п.т}}$. Поэтому в пламенных трубах большого диаметра можно предварительно принять $d_{\text{отв.см}} = 0{,}18\,D_{\text{п.т}}$, корректируя глубину проникновения струй высотой сопла.

Число отверстий смесителя

$$n_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{0{,}785 d^2_{\text{отв.см}}}. \tag{82}$$

13.4. Расчет гидравлического сопротивления вихревого смесителя

13.4.1. В настоящее время разработаны и применяются в камерах сгорания следующие конструктивные варианты четырехвихревого смесителя (черт. 12):

А — с прямоугольными вырезами (черт. 12, *б*);

Б — с прямоугольными вырезами и лопаточным аппаратом в кольцевом канале (черт. 12, *а* и *в*);

В — с трапецеидальными вырезами и лопаточным аппаратом в кольцевом канале (черт. 12, *а* и *г*).

13.4.2. Общее сопротивление этих смесителей определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{см}} = \sum_{i=j_1}^{i=j_2} \Delta p_i; \quad \Delta p_i = \xi_i \frac{W_i^2 \gamma_{\text{в}}}{2g}; \quad W_i = \frac{G_{\text{см}}}{\gamma_{\text{в}} F_i}, \tag{83}$$

где $G_{\text{см}}$ — расход вторичного воздуха через смеситель при данном режиме работы камеры сгорания;

$\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес воздуха;

Δp_1 — сопротивление при истечении радиальных струй воздуха внутрь зоны смешения из кольцевого канала через прямоугольные вырезы;

Δp_2 — сопротивление направляющих лопастей, поворачивающих поток воздуха из окружного направления в радиальное;

Δp_3 — сопротивление лопаточного аппарата, поворачивающего поток воздуха из осевого направления в окружное;

Δp_4 — сопротивление входа воздуха в кольцевой канал смесителя;

$j_1=3$, $j_2=4$ для типа *А*;

$j_1=1$, $j_2=4$ для типа *Б*;

$j_1=1$, $j_2=3$ для типа *В*.

13.4.3. Коэффициенты гидравлического сопротивления находятся из следующих зависимостей:

$$\zeta_1 = \tau_1\left(\frac{F_1}{F_0}+2\right)\left(1-\frac{F_1}{F_0}\right); \tag{84}$$

$$\zeta_2 = \varkappa_{ф.л}(1{,}8+1{,}25\bar{d})\left(\frac{l_т}{l_р}\right)^2; \quad \bar{d}=\frac{D_з}{D_{п.т}} \tag{85}$$

$$\zeta_3 = 0{,}217\varkappa_{кр}\varkappa_ф \,\mathrm{Re}^{-0{,}17}; \quad \mathrm{Re}=\frac{2ah}{a+h}\cdot\frac{W_3}{\nu}; \tag{86}$$

$$\zeta_4 = 4{,}87+2{,}66\,\frac{h}{b}; \quad 0{,}5\leqslant\frac{h}{b}\leqslant 1{,}5, \tag{87}$$

где F_0 — площадь поперечного сечения полости между корпусом и пламенной трубой перед входом в кольцевой канал смесителя;

F_1 — площадь поперечного сечения кольцевого канала смесителя;

F_2 — площадь живого сечения при выходе из лопаточного аппарата;

$4ah=F_3$ — площадь поперечного сечения потока при повороте на направляющих лопастях;

$F_4=2ab$ — площадь прямоугольных вырезов;

a и b — длина и ширина прямоугольного выреза;

h — высота кольцевого канала смесителя;

τ_1 — коэффициенты неравномерности скоростного поля, $\tau_1=1{,}2$;

$\varkappa_{ф.л}$ — коэффициент, учитывающий влияние формы лопаток;

$\varkappa_{ф.л}=1{,}05$ — для лопаток в виде дужек окружности;

$\varkappa_{ф.л}=1{,}0$ — для профилированных лопаток;

$\varkappa_{кр}$ — коэффициент, учитывающий влияние кривизны поворота;

определяется по табл. 7 в зависимости от $\varkappa_{кр}=f\left(\frac{2R}{h}\right)$, где R — радиус кривизны направляющих лопастей;

Таблица 7

$\frac{2R}{h}$	1	2	3	4	5	6	8	10
$\varkappa$	18,1	9,6	7,4	6,7	6,5	6,6	7,1	7,9

$\varkappa_{ф}$ — коэффициент, учитывающий влияние формы поперечного сечения потока при повороте. Значения $\varkappa_{ф}=f\left(\frac{a}{h}\right)$ приведены в табл. 8;

Таблица 8

$\frac{d}{h}$	0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$\varkappa_{ф}$	1,8	1,3	1,0	0,87	0,8	0,75	0,72	0,715	0,710

$\frac{l_т}{l_р}$ — отношение длины боковой стороны трапецеидального выреза к длине ряда лопаток лопаточного аппарата (для большинства конструкций $l_т=l_р$). Для смесителя с прямоугольными вырезами также $\left(\frac{l_т}{l_р}\right)=1{,}0$.

14. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КАМЕР СГОРАНИЯ [1, 42, 4, 44, 45]

14.1. Сопротивление камеры сгорания и ее элементов

14.1.1. Сопротивление камеры сгорания принято разбивать на потери, происходящие в камере в изотермических условиях, и потери, обусловленные наличием процесса горения:

$$\Delta H_{к.с}=\Delta H^{из}_{к.с}+\Delta H^{тепл}_{к.с}. \qquad (88)$$

14.1.2. В случае изотермического потока гидравлическое сопротивление камеры сгорания равняется разности полных напоров на ее входе и выходе:

$$\Delta H^{из}_{к.с}=H_{вх}-H_{вых}. \qquad (89)$$

Разность полных напоров определяется по следующему уравнению (без учета разности высот входного и выходного сечений):

$$H_{вх}-H_{вых}=\left(p_{вх}+\frac{\gamma W^2_{вх}}{2g}\right)-\left(p_{вых}+\frac{\gamma W^2_{вых}}{2g}\right) \qquad (90)$$

или

$$H_{вх} - H_{вых} = p_{вх} - p_{вых} + \frac{\rho W_{вх}^2}{2} - \frac{\rho W_{вых}^2}{2}, \quad (91)$$

где $p_{вх}$, $p_{вых}$ — статические давления во входном и выходном сечениях, кгс/м²;

$W_{вх}$, $W_{вых}$ — средние скорости в тех же сечениях, м/с;

γ — удельный вес во входном сечении, кгс/м³.

Воздух, поступающий в камеру сгорания, разветвляется на систему параллельных потоков, которые затем сливаются и выходят из камеры общим потоком.

Для каждого из параллельных потоков можно написать, что разность полных давлений на входе и выходе из камеры равна сумме потерь на отдельных участках, через которые проходит этот поток:

$$H_{вх} - H_{вых} = \Sigma \Delta h_i. \quad (92)$$

14.1.3. Сопротивление каждого участка обусловливается потерями давления на преодоление сопротивления трения и местных сопротивлений:

$$\Delta h_i = \Delta h_{тр} + \Delta h_м, \quad (93)$$

14.1.4. Местные сопротивления (кгс/м²) как при наличии, так и при отсутствии теплообмена рассчитываются по формуле:

$$\Delta h_м = \zeta \frac{W^2}{2g} \gamma. \quad (94)$$

14.1.5. Величина коэффициента местного сопротивления обычно принимается не зависящей от числа Re, так как его значения соответствуют автомодельной области.

14.1.6. Численное значение коэффициента сопротивления зависит от того, к какому сечению, т. е. к какой расчетной скорости оно относится. При переходе, в случае необходимости, к скорости в другом сечении коэффициент сопротивления пересчитывается по формуле:

$$\zeta_2 = \zeta_1 \left(\frac{W_1}{W_2}\right)^2 = \zeta_1 \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2, \quad (95)$$

где ζ — коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости в сечении F_1.

14.1.7. Сопротивление трения (кгс/м²) находится по формуле:

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_э} \frac{\rho W^2}{2}, \quad (96)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения;

l — длина канала, м;

$d_э$ — эквивалентный диаметр, м;

$\rho = \frac{\gamma}{g}$ — плотность, кгс · с²/м⁴.

14.1.8. Эквивалентный диаметр (м) для круглых сечений (при течении внутри трубы) равняется внутреннему диаметру трубы, а некруглых сечений определяется по формуле:

$$d_э = \frac{4F}{U}, \tag{97}$$

где F — площадь проходного сечения, м²;

U — полный периметр сечения, м.

В кольцевых каналах эквивалентный диаметр (м) принимается равным удвоенной ширине канала:

$$d_э = (D_н - D_{вн}), \tag{98}$$

где $D_н$ и $D_{вн}$ — диаметры обечаек, образующих кольцевой канал, м.

14.1.9. Коэффициент сопротивления трения λ зависит от относительной шероховатости стенок канала $\frac{k}{d_э}$ и числа Рейнольдса Re.

Для технически «гладких» материалов, у которых при заданном значении Re сопротивление еще не зависит от шероховатости, рекомендуется формула:

$$\lambda = \frac{0{,}303}{(\lg \mathrm{Re} - 0{,}9)^2}. \tag{99}$$

При $\mathrm{Re} = 4 \cdot 10^3 \div 100 \cdot 10^3$ может применяться более простая формула:

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}}. \tag{100}$$

Входящее в формулу число Рейнольдса подсчитывается по эквивалентному диаметру:

$$\mathrm{Re} = \frac{W d_э}{\nu_p}, \tag{101}$$

где ν_p — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с; при давлении воздуха $p_в$ $\nu_p = \frac{\nu}{p_в}$.

14.2. Потери напора, связанные с подводом тепла

Сопротивление, обусловленное горением, с достаточной для инженерной практики точностью может быть оценено путем определения потерь давления при подводе тепла к газу, движущемуся в трубе постоянного сечения.

Для камеры с постоянным сечением и равномерным распределением скоростей по сечениям разность полных напоров вычисляется по формуле:

$$H_1 - H_2 = \frac{\rho_1 W_1^2}{2}\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right), \tag{102}$$

где величину $\left(\frac{T_2}{T_1}-1\right)$ можно обозначить как коэффициент потерь при подводе тепла:

$$\xi_{\text{тепл}}=\left(\frac{T_2}{T_1}-1\right). \tag{103}$$

В реальных камерах сгорания поля температур, давлений и скоростей отличаются большой неравномерностью, поэтому в уравнение (103) следует ввести поправочный коэффициент K.

На основании опытных данных для коэффициента K получена зависимость:

$$K=2{,}2\left(\frac{F_{\text{подв.тр}}}{F_{\text{п.т}}}\right)^2. \tag{104}$$

При составлении гидравлического расчета камер сгорания удобнее пользоваться известными величинами: температурой воздуха на входе $T_{\text{в}}$ и температурой уходящих газов $T_{\text{г}}$, поэтому целесообразно произвести замену отношения температур $\frac{T_2}{T_1}$ отношением $\frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{в}}}$. Тогда в окончательном виде:

$$\left.\begin{aligned}\xi^{\text{тепл}}_{\text{к.с}}&=2{,}2\left(\frac{F_{\text{подв.т}}}{F_{\text{п.т}}}\right)^2\left(\frac{T_{\text{г}}}{T_{\text{в}}}-1\right);\\ \Delta H^{\text{тепл}}_{\text{к.с}}&=\xi^{\text{тепл}}_{\text{к.с}}\frac{\rho W^2_{\text{подв.т}}}{2}.\end{aligned}\right\} \tag{105}$$

14.3. Сопротивление регистров

Сопротивление регистров складывается из сопротивлений: трения, вследствие изменения сечений при входе и выходе и поворотов воздуха в межлопаточных каналах:

$$\Delta p_{\text{р}}=(\xi_{\text{вх}}+\xi_{\text{вых}}+\xi_{\text{л}})\frac{\rho W_1^2}{2}, \tag{106}$$

где $\xi_{\text{вх}}$ — коэффициент потери давления на входе;

$\xi_{\text{вых}}$ — то же на выходе;

$\xi_{\text{л}}$ — коэффициент потери давления в межлопаточных каналах;

$\frac{\rho W_1^2}{2}$ — скоростной напор, подсчитанный по скорости входа в регистр.

Коэффициенты потерь статического давления на входе $\xi_{\text{вх}}$ и выходе $\xi_{\text{вых}}$ рассчитываются по формулам:

$$\xi_{\text{вх}}=\tau\left(\frac{F_1}{F_0}+2\right)\left(1-\frac{F_1}{F_0}\right); \tag{107}$$

$$\xi_{\text{вых}}=2\tau\frac{F_1}{F_3}\left(\frac{F_1}{F_2}-\frac{F_1}{F_3}\right), \tag{108}$$

где τ — опытный коэффициент, учитывающий форму входа,

неравномерность полей скоростей и давлений на входе и выходе, $\tau=1{,}2$;

F_0 — площадь поперечного сечения подводящей трубы, м^2;

F_1 — площадь входа в регистр без учета лопаток, м^2;

F_2 — площадь выхода из регистра без учета лопаток м^2;

F_3 — площадь живого сечения пламенной трубы, м^2.

Для регистров, выполненных по условию $\alpha=\text{const}$ (когда угол установки лопаток сохраняется постоянным по длине лопаток), коэффициент потери давления в межлопаточных каналах может быть определен по эмпирической формуле:

$$\xi_л = \frac{\left[1-\left(\frac{r_{вт}}{R}\right)^2\right]^2 \operatorname{tg}^{2\nu}(2-m)^2}{4\left[1-\left(\frac{r_{вт}}{R}\right)^{2-m}\right]^2 m\left(\frac{r_{вт}}{R}\right)^{2m}} - 1, \qquad (109)$$

где $\frac{r_{вт}}{R}$ — втулочное отношение;

$$m = \frac{\sin^2\nu}{(2-\sqrt{\cos\nu})^4}; \qquad (110)$$

ν — угол выхода потока из регистра (для плоских и плоско-конических регистров $\nu \approx \alpha$).

С целью упрощения расчета на черт. 17 приведена зависимость коэффициента сопротивления регистра от угла выхода потока (угла установки лопаток):

$$\xi_р = f(\alpha) = f(\nu).$$

14.4. Сопротивление щелей

Потери статического давления в щелях определены из уравнения количества движения для струй воздуха, поступающего в щель:

$$\xi_щ = 2\left(1-\frac{G_3}{G_1}\frac{F_1}{F_3}\right), \qquad (111)$$

где G_3 — количество воздуха в кольцевом канале перед первой щелью, м^3/с;

G_1 — количество воздуха, поступающего в щели, м^3/с;

F_1 и F_3 — площади проходных сечений щелей и кольцевого канала, м^2.

При расчете сопротивления щелей условно принимается, что все щели сосредоточены в одном месте; при этом площадь кольцевого канала берется в сечении перед первой щелью.

В случае установки в щелях гофр или оребрения площадь проходного сечения определяется с учетом загромождения. Учет загромождения производится и при осреднении эквивалентного диаметра щелей. Если щелевые каналы имеют значительную длину, то необходимо также производить учет потерь на трение.

В камерах, в которых воздух при входе в щели делает поворот на $\sim 180°$, необходимо прибавлять сопротивление поворота.

В изотермических условиях, когда температура металла стенок одинакова и равна температуре воздуха, площадь проходного сечения щелей подсчитывается по формуле:

$$F_{щ} = \frac{\pi}{4}(D_{н}^2 - D_{вн}^2). \qquad (112)$$

При горении происходит неравномерное расширение обечаек пламенной трубы. Внутренняя обечайка, имеющая более высокую температуру, расширяется значительно больше, чем наружная, омываемая охлаждающим воздухом. В результате проходное сечение щели сокращается на величину:

$$\Delta F_{щ}^{тепл} = \frac{\pi}{4} D_{вн.х} \{[1 + k(T_1 - T_в)]^2 - 1\}, \qquad (113)$$

где T_1 — температура металла внутренней обечайки, К;

$T_в$ — температура воздуха в кольцевой щели, К;

$D_{вн.х}$ — диаметр внутренней обечайки в изотермических условиях, м;

k — коэффициент линейного расширения металла обечайки.

Изменение проходного сечения щелей вызовет перераспределение воздуха по элементам камер. В щели при горении начнет поступать меньшее количество воздуха, чем при изотермических условиях, а в фронтовое устройство и смеситель — большее. Это следует учитывать при холодных продувках пламенных труб.

14.5. Сопротивление смесителя по воздушной стороне

Коэффициенты сопротивления смесителей зависят от конструктивных и режимных параметров. На их численные значения оказывают влияние входные условия воздушного потока из кольцевого канала в отверстия смесителя, а также температурные факторы, вызываемые изменением скоростей струй воздуха, выходящих из отверстий смесителя, и скоростей сносящего потока газов. По данным специальных исследований [31] и обработки результатов промышленных испытаний коэффициент сопротивления смесителей можно рассчитать по формуле:

$$\zeta_{см}^{в} = A\left[\frac{F_{отв}}{F_{к.к}}\left(\frac{W_3}{W_2}\right)^{0,5}\right]^{0,5}, \qquad (114)$$

где $F_{отв}$ — площадь отверстий смесителя, м^2;

$F_{к.к}$ — площадь кольцевого канала, м^2;

W_3 — скорость газа за смесителем, м/с;

W_2 — скорость воздушных струй в смесителе, м/с;

A — постоянный коэффициент, равный 3,0 для дырчатых смесителей и 3,3 для сопловых смесителей.

14.6. Сопротивление смесителей по газовой стороне

Величина падения давления потока газов в зоне установки смесителя будет зависеть от затрат энергии на смешение потоков, потерь на трение и завихрение в зоне смешения.

Для дырчатых и сопловых смесителей потери статического давления по газовой стороне определяются уравнением:

$$p_1 - p_3 = \rho_3 W_3^2 - \rho_1 W_1^2 - \frac{F_{к.к}}{F_{п.т}} \rho_2 W_2 W_{стр} \operatorname{tg} \alpha + \Delta p_{тр}, \quad (115)$$

где

индекс 1 означает, что данные величины относятся к сечению пламенной трубы перед смесителем,

индекс 3 — к сечению пламенной трубы за смесителем,

индекс 2 — к сечению в кольцевом канале перед смесителем;

$W_{стр}$ — скорость втекающей струи, м/с;

α — угол наклона вектора скорости к оси отверстия. Приближенно $\operatorname{tg} \alpha$ можно вычислить по формуле:

$$\operatorname{tg} \alpha = 0{,}6 \frac{F_{отв}}{F_{к.к}}. \quad (116)$$

Потери на трение в дырчатых смесителях могут быть приняты равными нулю, а в сопловых смесителях — подсчитаны по формуле:

$$\Delta p_{тр} = \xi_{тр} \frac{\rho_3 W_3^2}{2}, \quad (117)$$

где

$$\xi_{тр} = 5{,}7 \div 6{,}2 \frac{F_{отв}}{F_{п.т}}. \quad (118)$$

15. МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ [1, 42, 4]

15.1. Определение расхода воздуха по трактам камеры сгорания пропорционально проходным сечениям может быть допущено только в первом приближении. Далее необходимо провести гидравлический расчет с учетом различных коэффициентов сопротивления элементов (ξ_i).

15.2. Определение площадей проходных сечений в камере сгорания при заданных расходах воздуха ($G_р$, $G_{отв}$, $G_щ$ и $G_{см}$)

15.2.1. Из расчета тепловой схемы газотурбинной установки известна величина потери полного напора в камере сгорания. Подсчитав затем тепловые потери и разность скоростных потоков в подводящей трубе и на выходе из камеры сгорания, определяем перепад статических давлений в камере при изотермических условиях по формуле:

$$\Delta p_{к.с}^{из} = \Delta H_{к.с} - \Delta H_{к.с}^{тепл} - \left(\frac{\rho W_{подв.т}^2}{2} - \frac{\rho W_{вых}^2}{2} \right), \quad (119)$$

где $\Delta H_{к.с}$ — потеря полного давления;

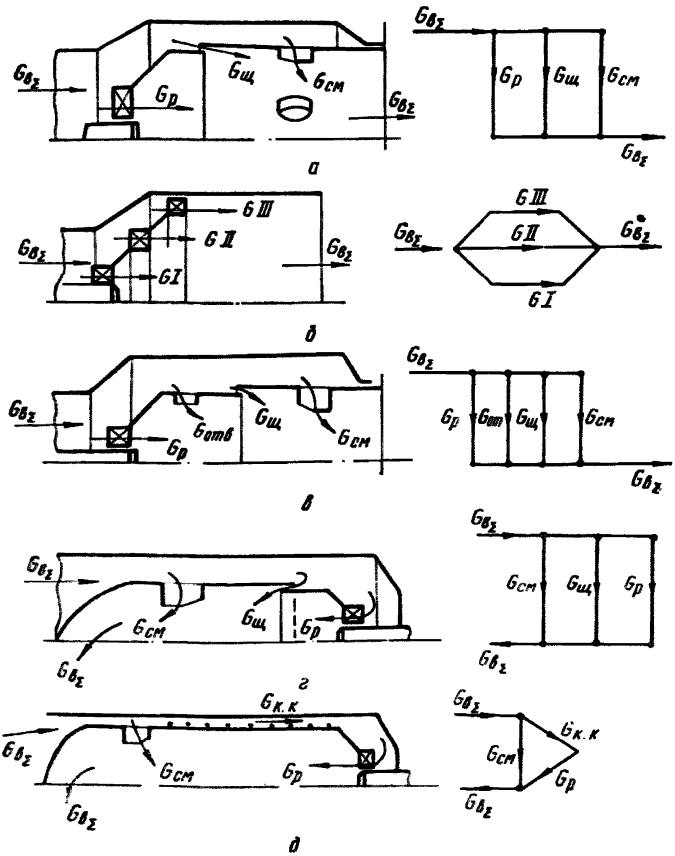
$\Delta H_{к.с}^{тепл}$ — потери в камере сгорания, связанные с подводом тепла;

$$\Delta H_{к.с}^{тепл} = 2{,}2\left(\frac{F_{подв.т}}{F_{п.т}}\right)^2\left(\frac{T_г}{T_в}-1\right)\frac{\rho W^2_{подв.т}}{2};$$

$\frac{\rho W^2_{подв.г}}{2}$ и $\frac{\rho W^2_{вых}}{2}$ — кинетическая энергия изотермического потока воздуха на входе и выходе из камеры.

Полагаем, что потери давления в трактах определяются только сопротивлением основных элементов камеры сгорания. Это должно

Основные схемы камер сгорания



Черт. 18

быть в правильно спроектированной стационарной камере сгорания. Так, например, кольцевой канал не должен лимитировать подвод воздуха в щели и смеситель (черт. 18 *а, б, в, г*), однако тот же

кольцевой канал для пламенных труб с наружным охлаждением является основным элементом и должен быть учтен (черт. 18, *д*).

Тогда, например, для схемы (черт. 18, *в*) камеры сгорания со ступенчатым подводом воздуха:

$$\Delta p_{к.с} = \xi_р \frac{\rho W^2_{р.вх}}{2} = \frac{\xi_р}{F^2_{р.вх}} \frac{G_р^2}{2\rho}; \quad (120)$$

$$\Delta p_{к.с} = \frac{\xi^в_{отв}}{F^2_{отв}} \frac{G^2_{отв}}{2\rho}; \quad (121)$$

$$\Delta p_{к.с} = \frac{\xi_щ}{F^2_щ} \frac{G^2_щ}{2\rho}; \quad (122)$$

$$\Delta p_{к.с} = \frac{\xi^2_{см}}{F^2_{см}} \frac{G^2_{см}}{2\rho}. \quad (123)$$

При наличии других сопротивлений в параллельных трактах (например, длинные щели, гофры, повороты потока и др.), которыми нельзя пренебречь, их коэффициенты сопротивления суммируются с коэффициентами сопротивления основных элементов. При этом удобно ввести следующие обозначения:

$$x_1 = \frac{2\rho\Delta p_{к.с}}{G_р^2}; \quad x_2 = \frac{2\rho\Delta p_{к.с}}{G^2_{отв}}; \quad x_3 = \frac{2\rho\Delta p_{к.с}}{G^2_щ}; \quad x_4 = \frac{2\rho\Delta p_{к.с}}{G^2_{см}}. \quad (124)$$

Подставляя эти обозначения в уравнения (120—122), получаем:

$$x_1 = \frac{\xi_р}{F^2_{р.вх}}; \quad x_2 = \frac{\xi^в_{отв}}{F^2_{отв}}; \quad x_3 = \frac{\xi_щ}{F^2_щ} \text{ и } x_4 = \frac{\xi^в_{см}}{F^2_{см}},$$

а затем производим расчет проходных сечений основных элементов камеры сгорания.

15.2.2. Регистры или любое другое фронтовое устройство рассчитываются следующим образом. Если в качестве фронтового устройства выбран регистр, то по графику (см. черт. 17) находим $\xi_р$ в зависимости от заданного угла выхода потока.

Площадь регистра находится по уравнению:

$$F_{р.вх} = \sqrt{\frac{\xi_р}{x_1}}. \quad (125)$$

15.2.3. Радиальные отверстия для камер со ступенчатым подводом воздуха определяются по формуле:

$$\frac{\xi_{отв}}{F^2_{отв}} = x_2;$$

учитывая, что $\xi_{отв} = A\left[\frac{F_{отв}}{F_{к.к}}\left(\frac{W_3}{W_2}\right)^{0,5}\right]^{0,5}$,

получаем:

$$F_{отв} = \sqrt[5]{\left(\frac{A}{x_2}\right)^4 \frac{G_{общ}}{G_{отв}} \frac{1}{F_{к.к}} \frac{1}{F_{п.т}}}, \qquad (126)$$

где $A=3{,}0$ для отверстий и $A=3{,}3$ для сопел.

15.2.4. Щели или отверстия для ввода охлаждающего воздуха определяются по формуле:

$$\frac{\xi_{щ}}{F_{щ}^2} = x_3,$$

где $F_{щ}$ — суммарная площадь всех щелей, м^2.

Коэффициент сопротивления щели рассчитывается по формуле (111), тогда площадь щелей (м^2) будет определяться по формуле:

$$F_{щ} = \frac{-\frac{2i}{F_{к.к}} \pm \sqrt{\left(\frac{2i}{F_{к.к}}\right)^2 + 8\chi_3}}{2\chi_3}, \qquad (127)$$

где $i = \frac{G_{щ}}{G_{к.к}}$;

$G_{к.к}$ — количество воздуха в кольцевом канале перед первой щелью. Для $F_{щ}$ берется положительное значение.

Чтобы сохранить необходимое количество охлаждающего воздуха при нагреве пламенной трубы и загромождении щелей гофрами или другими элементами, необходимо учитывать изменение площади щелей:

$$F_{щ}^{констр} = F_{щ} + \Delta F_{щ}^{тепл} + F_{щ}^{загр}, \qquad (128)$$

где $\Delta F_{щ}^{тепл}$ подсчитывается по формуле (113).

15.2.5. Смесители рассчитываются по формуле:

$$\frac{\xi_{см}}{F_{см}^2} = x_4,$$

учитывая коэффициент сопротивления смесителя (114), окончательно имеем следующее выражение:

$$F_{см} = \sqrt{\left(\frac{A}{x_4}\right)^4 \frac{G_{общ}}{G_{см}} \frac{1}{F_{к.к}} \frac{1}{F_{п.т}}}. \qquad (129)$$

где $F_{см}$ — проходная площадь смесителя, м^2;

$G_{общ}$ — расход воздуха на камеру, кг/с;

$G_{см}$ — соответственно на смеситель, кг/с.

Для камер сгорания, в которых скорости в отверстиях и

пламенной трубе за смесителем близки по величине, что обычно бывает на практике, выражение для $F_{см}$ упрощается:

$$F_{см} = \sqrt[3]{\left(\frac{A}{x_4}\right)^2 \frac{1}{F_{к.к}}}, \qquad (130)$$

где $A=3{,}0$ для дырчатых смесителей;

$A=3{,}3$ для сопловых смесителей.

15.3. Определение распределения воздуха по трактам камеры и потери полного напора в ней при известных геометрических размерах

Составляем уравнение потерь давления для каждого из параллельных трактов движения потоков в камере сгорания:

$$\Delta p_{к.с} = \sum_{k=1}^{k} \xi_к \frac{\rho}{2}\left(\frac{G_i}{\rho F_к}\right)^2 \qquad (131)$$

и уравнение сохранения массы:

$$G_{общ} = \sum_{i=1}^{i=n} G_i. \qquad (132)$$

Получается система из $(n+1)$ уравнений с $(n+1)$ неизвестными, в качестве которых выступают составляющие расходов воздуха и потери давления в камере сгорания.

После определения $\Delta p_{к.с}$ можно найти потери полного давления в камере в рабочих условиях:

$$\Delta H_{к.с} = \Delta p_{к.с} + \Delta H_{к.с}^{тепл} + \left(\frac{\rho W^2_{подв.т}}{2} - \frac{\rho W^2_{вых}}{2}\right) \text{ кг/м}^2. \qquad (133)$$

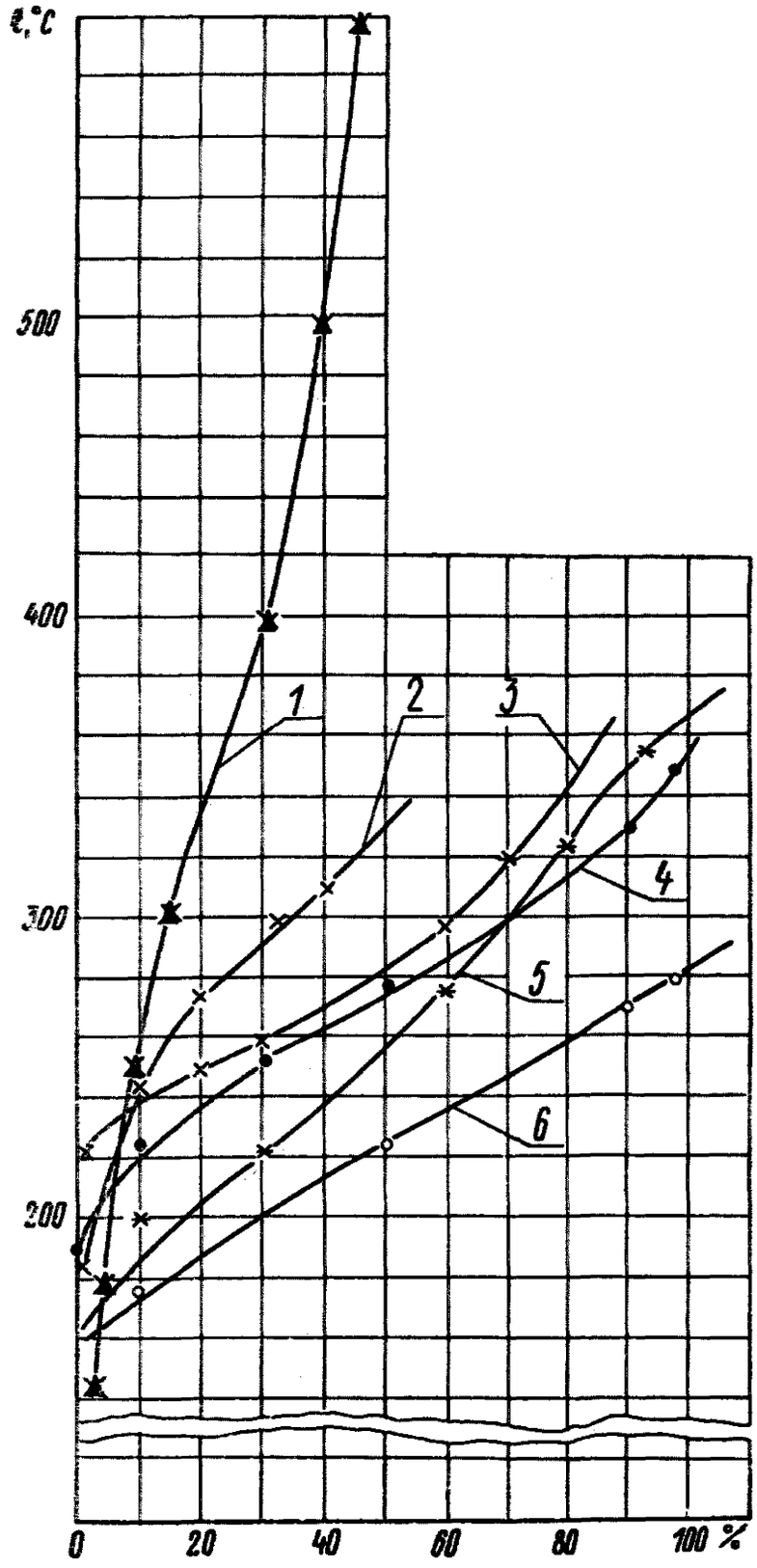
16. РАСЧЕТ ВЫГОРАНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

16.1. Принимаемые в тепловом и конструктивном расчете величины форсировки процесса горения (U_F) и длины зоны горения ($L_{огн}$) определяют полноту выгорания топлива на выходе из камеры сгорания, поэтому выбор этих величин должен быть проверен расчетом выгорания топлива по длине пламенной трубы.

В основу расчета положено предположение о том, что лимитирующей стадией процесса горения является испарение и горение полидисперсной системы капель распыленного топлива с учетом фракционной разгонки топлива (черт. 19) [51].

16.2. Коэффициент полноты выгорания распыленного жидкого

Фракционный состав жидких топлив



1 — мазут; *2* — моторное топливо ДТ-1; *3* — газотурбинное топливо; *4* — дизельное топливо; *5* — сланцевое газотурбинное топливо; *6* — топливо Т-1

Черт. 19

топлива может быть получен на основании зависимости Розин-Рашлера в виде:

$$\eta_{\text{сг}} = 1 - mn \int\limits_{(\tau_{\text{пр}}/\tau_{\text{гор}})^{1/2}}^{1} y^{n-4}\left(y^2 - \frac{\tau_{\text{пр}}}{\tau_{\text{гор}}}\right)^{3/2} e^{-my^n}\,dy, \qquad (134)$$

где $y = \frac{\delta_{0_i}}{\delta_{\text{макс}}}$ — отношение начального диаметра капли к максимальному диаметру;

$m = \left(\frac{\delta_{\text{макс}}}{\delta_{\text{ср}}}\right)^n$ — характеристика полидисперсности;

n — показатель степени (по опытным данным $n=2\div3$);

$\frac{\tau_{\text{пр}}}{\tau_{\text{гор}}}$ — отношение времени пребывания ко времени горения.

Численное интегрирование приведенного выше уравнения дает приближенную функцию:

$$\eta_{\text{сг}} = 1 - e^{-B\frac{\tau_{\text{пр}}}{\tau_{\text{гор}}}}, \qquad (135)$$

где B — опытная константа, зависящая от характера распределения капель по размерам. Для каждого топлива, распыливаемого механическими форсунками, $B=6{,}0$.

16.3. Время пребывания капель в зоне горения равно:

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{L_{\text{пл}}}{W_{\text{ср}}} = \frac{L_{\text{пл}} F_{\text{п.т}} \gamma_{\text{г}}}{G_n}, \qquad (136)$$

где $L_{\text{пл}}$ — длина зоны горения, м;

$F_{\text{п.т}}$ — поперечное сечение пламенной трубы, м^2;

$\gamma_{\text{г}}$ — удельный вес газов (при $t_{\text{ф}}$ и $p_{\text{в}}$), кг/м^3;

G_n — расход газов, кг/с.

16.4. Время испарения находим из дифференциального уравнения теплообмена сферической частицы с переменной температурой:

$$\tau_{\text{исп}} = k\delta_{\text{н}}^2 = -\frac{\Delta i \gamma_{\text{т}}}{4\lambda_{\text{н}} K_{\text{р}}}\left[\frac{1}{6b}\ln\frac{b^2-b+1}{b^2-bx+x^2}\frac{(b+x)^2}{(b+1)^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{b\sqrt{3}}\left(\operatorname{arctg}\frac{2-b}{b\sqrt{3}} - \operatorname{arctg}\frac{2x-b}{b\sqrt{3}}\right)\right], \qquad (137)$$

где $b = \sqrt[3]{\frac{t_{\text{ф}} - t_{\text{нач}} - K_{\text{р}}}{K_{\text{р}}}}$;

$x = \frac{\delta}{\delta_{\text{н}}}$ — доля неиспарившейся части капли;

$\Delta i = c_{p_{\text{т}}} t_{\text{ф}} - c_{p_{\text{т}}} t_{\text{т}} + g_{\text{исп}}$ — теплосодержание капли;

$\lambda_{\text{н}} = \lambda_0 \frac{T_{\text{ф}} - T_{\text{т}}}{2T_0}$ — теплопроводность паров топлива.

Величины $t_{нач}$ и $K_р$ находятся из уравнений разгонки топлив (см. черт. 19), аппроксимирующихся линейной зависимостью вида:

$$t_к = t_{нач} + K_р\left(1 - \frac{\delta^3}{\delta_н^3}\right). \qquad (138)$$

Значения коэффициентов $K_р$, температуры начала кипения $t_к$ и доли неиспарившегося топлива (коксовый остаток) для разных топлив приведены в табл. 9.

Таблица 9

Наименование топлива	Удельный вес $\gamma_т$, кг/м³	Температура начала кипения $t_{нач}$, °С	Коэффициент $K_р$, °С	Коксовый остаток n, %	Относительный размер коксового остатка $x_к = \delta_к/\delta_н$
Дизельное топливо	810	200	150	0,5—1,0	0,170
Сланцевое масло	962	165	200	1,0—2,0	0,215
Газотурбинное топливо	910	220	160	1,0—2,0	0,215
Моторное топливо	900	225	290	2,0—3,0	0,310
Мазут Ф12	950	250	350	10—15	0,463
Мазут топочный	1,020	250	720	15—20	0,583

На черт. 20, 21 приведены зависимости изменения относительного размера капли от отношения времени горения к квадрату размера капли при разных температурах факела для дизельного, газотурбинного топлива, моторного топлива и мазута $x = f(\tau/\delta_н^2)$.

16.5. Максимальный диаметр капли определяется по формуле:

$$\delta_{макс} = C\sqrt{\frac{M}{\Delta p}}. \qquad (139)$$

Здесь C — опытный коэффициент, определяющий качество обработки форсунки: $C = 1500 \div 2500$ (меньшее значение соответствует более высокому качеству изготовления);

Δp — перепад давления топлива на форсунке;

M — масштаб форсунки:

$$M = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{D}{d}\right)^{1,6}\frac{1}{(nf)^2} + \frac{1,5}{d^4}}},$$

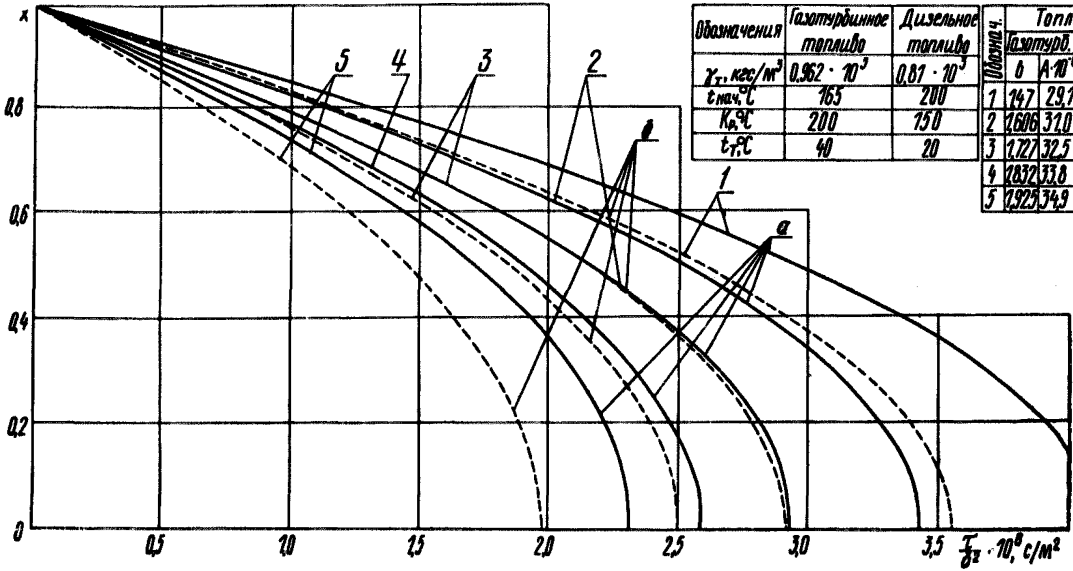
где D и d — диаметры камеры завихривания и сопла;

f и n — площадь и число тангенциальных каналов [1, 41].

16.6. Температура факела в зоне горения определяется из уравнения теплового баланса для любого сечения пламенной трубы:

$$t_ф = \xi\,\frac{Q_р^н\eta_{сг} + \alpha_п L_0 c_{p_в} t_в + c_т t_т}{(1 + L_0)\,c_{p_г} + (\alpha_п - 1)\,L_0 c_{p_{вг}}}, \qquad (140)$$

Выгорание капли распыленного топлива (газотурбинное топливо, дизельное топливо)



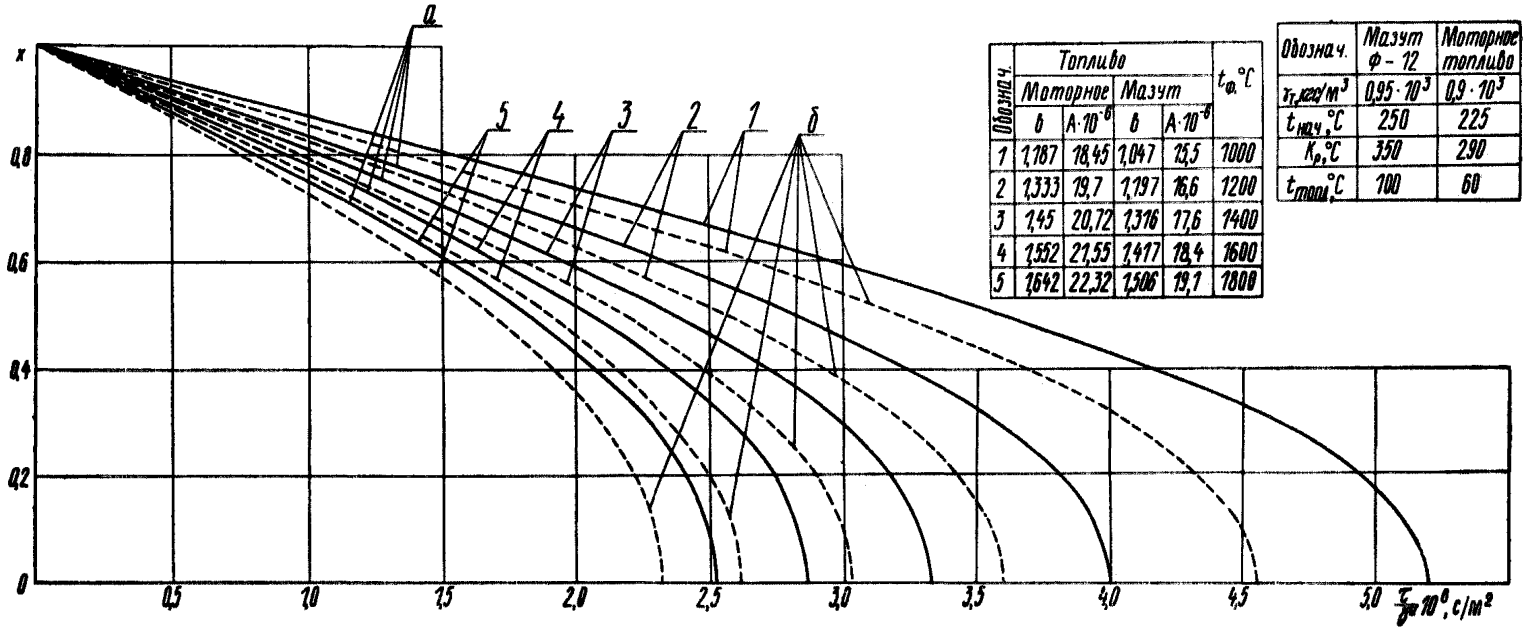
Обозначения	Газотурбинное топливо	Дизельное топливо
χ_1, кгс/м³	$0{,}962 \cdot 10^{-3}$	$0{,}87 \cdot 10^{-3}$
$t_{нач}$, °С	165	200
K_ϕ, °С	200	150
t_ϕ, °С	40	20

Обозначение	Топливо				t_ϕ, °С
	Газотурб.		Дизельное		
	b	$A \cdot 10^6$	b	$A \cdot 10^6$	
1	1,47	29,1	1,627	33,27	1000
2	1,606	31,0	1,783	35,3	1200
3	1,727	32,5	1,913	37,05	1400
4	1,832	33,8	2,027	38,42	1600
5	1,925	34,9	2,13	39,65	1800

1 — газотурбинное топливо; *2* — дизельное топливо

Черт. 20

Выгорание капли распыленного топлива (моторное топливо, мазут)



Обознач.	Топливо				$t_ф$, °С
	Моторное		Мазут		
	b	$A \cdot 10^{-6}$	b	$A \cdot 10^{-6}$	
1	1,187	18,45	1,047	13,5	1000
2	1,333	19,7	1,197	16,6	1200
3	1,45	20,72	1,316	17,6	1400
4	1,552	21,55	1,417	18,4	1600
5	1,642	22,32	1,506	19,1	1800

Обознач.	Мазут ф - 12	Моторное топливо
$\gamma_т$, кгс/м³	$0,95 \cdot 10^3$	$0,9 \cdot 10^3$
$t_{нач}$, °С	250	225
$K_р$, °С	350	290
$t_{восп}$, °С	100	60

а — мазут (Ф-12, М40); б — моторное топливо (ДТ, ДМ)

Черт. 21

где местный избыток воздуха

$$\alpha_n = \frac{G_в - B_т}{L_0 B_т}. \qquad (141)$$

16.7. Значение коэффициента полноты сгорания при определении температуры факела принимается по уравнению:

$$\eta_{сг} = 1 - e^{-B\frac{L_н}{L_{пл}}}, \qquad (142)$$

где $L_н$ — расстояние до расчетного сечения;

$L_{пл}$ — длина пламенной трубы (зоны горения).

Расчет ведется методом последовательных приближений.

В камерах сгорания со ступенчатым подводом воздуха при $\alpha \leqslant 1$ в зоне горения коэффициент полноты сгорания следует задавать с учетом недостатка воздуха:

$$\eta_{сг} = \left(1 - e^{-B\frac{L_н}{L_{пл}}}\right)\alpha_n \text{ при } \alpha_n \leqslant 1. \qquad (143)$$

16.8. Позонный расчет выгорания выполняется следующим образом. Разбиваем длину пламенной трубы $L_{пл}$ на n зон с расстояниями от форсунки

$$L_1,\ L_2,\ L_3 \ldots\ L_n.$$

Задаемся значениями коэффициента полноты выгорания ($\eta_{сг}$) для каждой зоны по формуле (142).

Определяем для каждой зоны избыток воздуха (α_n) по формуле (141).

По принятым значениям коэффициента полноты выгорания и расчетного значения избытка воздуха для данного топлива определяем температуру факела ($t_ф$) в зонах по формуле (140).

Определяем величину начального максимального диаметра капли ($\delta_{макс}$) по формуле (139).

Находим время пребывания газов в данной зоне по формуле (136).

Вычисляем комплекс $\frac{\tau_{пр}}{\delta^2_{макс}}$ для первой зоны.

Находим размер максимальной капли в конце каждого участка по графикам (см. черт. 20, 21) и по формуле:

$$\delta_n = \delta_{макс} x.$$

Эту операцию проделываем для каждого участка, принимая за начальный размер капли в начале последующего участка конечный размер капли предыдущего участка. Если величина $\tau_{пр}/\delta^2_{макс}$ больше τ/δ^2 на графике при $x=0$ и заданной температуре, то последняя величина определяет время полного горения.

Суммарное время горения капли определяется как сумма времен пребывания на каждом участке плюс время до полного исчезновения капли и вычисляется по формуле:

$$\tau_{гор} = \tau_{пр_1} + \tau_{пр_2} + \ldots + \tau_{исп}^{полн} = \tau_{пр} + \tau_{исп}^{полн}.$$

Время полного испарения капли $\tau_{исп}^{полн}$ соответствует $x=0$ при температуре на последнем участке и находится по графикам (см. черт. 20 и 21).

$$\tau_{исп}^{полн} = \delta_n^2 \left(\frac{\tau}{\delta_n^2}\right),$$

где δ_n — диаметр капли в конце предпоследнего участка;

$\frac{\tau}{\delta_n^2}$ — находится по графикам (см. черт. 20, 21) при $x=0$ и заданной температуре факела.

Отношение времени пребывания до данной зоны ко времени полного горения вычисляется по формуле:

$$\frac{\tau_{пр_m}}{\tau_{гор}} = \frac{\tau_{пр_1} + \tau_{пр_2} + \ldots + \tau_{пр_m}}{\tau_{пр_1} + \tau_{пр_2} + \ldots + \tau_{пр_m} + \ldots + \tau_{пр_n} + \tau_{исп}^{полн}}.$$

Отношение времени пребывания ко времени полного горения (для выходного сечения камеры) находится по формуле:

$$\frac{\tau_{пр}}{\tau_{гор}} = \frac{1}{1 + \frac{\tau_{исп}^{полн}}{\tau_{пр}}}.$$

Значение коэффициента полноты сгорания определяется по формуле

$$\eta_{сг} = 1 - e^{-B\frac{\tau_{пр}}{\tau_{гор}}} \quad \text{при } B = 6{,}0$$

для каждого промежуточного сечения и выходного сечения камеры сгорания. При отклонении расчетного значения $\eta_{сг}$ от принятого более чем на 3—5% расчет повторяется.

Настоящий расчет для упрощения выполнен без учета выгорания коксового остатка, что допустимо для дизельного топлива и газотурбинного топлива, но может дать значительную погрешность для моторного топлива и мазута.

17. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ МЕТАЛЛА ПЛАМЕННЫХ ТРУБ

17.1. Ресурс и надежность работы камеры в значительной мере определяются уровнем и равномерностью нагрева стенок пламенной трубы. При установившемся режиме работы камеры температура стенки в каждом сечении практически постоянна.

Таблица 10

Параметры для расчета конвективного теплообмена

Конструкция пламенной трубы	Параметры				Примечание
	C	m	S, м	$W_в$, м/с	φ	
Переходный конус в прямоточной камере сгорания; поток воздуха набегает на поверхность под углом 30—45°	0,84	0,65	$d_э$	В кольцевом канале рассматриваемого сечения	1	$d_э$ — удвоенная ширина кольцевого канала в рассматриваемом сечении
Канал, образованный двумя обечайками, одна из которых с продольными ребрами	C'; C' — из графика	0,8	$d_э = \frac{4f}{U}$		$1 + 0{,}18 \times \times \frac{F_н - F_в}{F_2}$	f — проходная площадь канала; U — смоченный периметр канала; $F_н$ — наружная поверхность охлаждения обечайки; $F_в$ — внутренняя поверхность обечайки
Канал, образованный двумя обечайками, с гофрированной вставкой между ними	C'; C' — из графика		$d_э = \frac{4f}{U}$		$1 + 0{,}13 \frac{2L}{\pi D}$	f — проходная площадь канала; U — смоченный периметр канала; L — развернутая длина гофры в рассматриваемом поперечном сечении; D — диаметр обечайки
Пламенная труба с поперечными прорезями шириной 1,5—2 мм, шаг 100—150 мм	0,04		$d_э$	В кольцевом канале до расположения прорезей	1	$d_э$ — удвоенная ширина кольцевого канала. Коэффициент теплоотдачи учитывает внутренний конвективный теплообмен
Пламенная труба с поперечными ребрами на обечайке, высота ребра 2—3 мм, шаг 40—60 мм	$1{,}6C'$; C' — из графика		$d_э$	В кольцевом канале рассматриваемого сечения		$d_э$ — удвоенная ширина кольцевого канала (без учета ребер)
Двухстенная перфорированная пламенная труба с внутренней гофрированной обечайкой; отверстия 4—5 мм $\frac{\varepsilon f_{нар}}{\varepsilon f_{вн}} = 0{,}3 \div 0{,}4$	0,052		Наибольшее расстояние между обечайками	В отверстиях наружной обечайки		$\varepsilon f_{нар}$ — суммарная проходная площадь отверстий наружной обечайки; $\varepsilon f_{вн}$ — суммарная проходная площадь отверстий внутренней обечайки; Коэффициент теплоотдачи учитывает конвекцию с внутренней стороны

17.2. Исходное расчетное уравнение представляет собой тепловой баланс элемента стенки:

$$\sigma_0 \varepsilon'_{\text{п.т}} \varepsilon_{\text{ф}} (T^4_{\text{ф.эф}} - T^4_{\text{п.т}}) = \alpha_1 (T_{\text{п.т}} - T_{\text{в}}) + \alpha_2 \varphi (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}) + \\ + \sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} (T^4_{\text{п.т}} - T^4_{\text{к}}). \qquad (144)$$

Тепловой поток и коэффициенты теплоотдачи отнесены к внутренней поверхности пламенной трубы, обращенной к факелу. Входящие сюда величины относятся к фиксированному сечению камеры сгорания. Поэтому в расчете используются локальные значения степени черноты, температуры и коэффициентов теплоотдачи. Уравнение решается относительно $T_{\text{п.т}}$.

17.3. Расчету предшествует выбор контрольных точек, в которых будет определяться температура. При применении щелевого охлаждения на каждой обечайке должно быть намечено (с целью построения плавной кривой) не менее трех таких точек. Целесообразно контрольные точки выбирать в середине и на концах обечаек, причем при малых перекрытиях крайние точки не должны находиться в зоне перекрытия одной обечайки другой. При значительном перекрытии одной обечайки другой расчет наружного охлаждения производится в соответствии с табл. 10 для охлаждения внутри канала.

17.4. Лучистый тепловой поток, воспринимаемый стенкой от факела

17.4.1. Лучистый тепловой поток $\sigma_0 \varepsilon'_{\text{п.т}} \varepsilon_{\text{ф}} (T^4_{\text{ф.эф}} - T^4_{\text{п.т}})$, воспринимаемый стенкой от факела, зависит от температуры и степени черноты факела. Для камер сгорания, работающих на жидком и газообразном топливе, излучение в основном складывается из излучения трехатомных газов и несгоревших сажистых частиц.

17.4.2. Для чистых трехатомных газов RO_2 и H_2O [46] коэффициент ослабления определяется по формуле:

$$k_{\text{г}} = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 r_{H_2O}}{\sqrt{p (r_{H_2O} + r_{RO_2}) D_{\text{п.т}}}} - 0{,}1 \right) \left(1 - 0{,}37 \frac{T_{\text{ф.эф}}}{1000} \right) (r_{H_2O} + r_{RO_2}), \qquad (145)$$

где p — давление в камере сгорания;

r_{RO_2} и r_{H_2O} — объемные доли RO_2 и H_2O.

17.4.3. Образование сажистых частиц в пламени зависит от давления, коэффициента избытка воздуха, температуры и рода сжигаемого топлива.

Определение местных значений коэффициента ослабления лучей сажистыми частицами производится по формуле:

$$k_{\text{с}} = \frac{a p^n}{T_{\text{ф.эф}}} \left(0{,}1 + \frac{1{,}85}{\alpha_1} \right) (1{,}6 \cdot 10^{-3} T_{\text{ф.эф}} - 0{,}5) \left(\frac{\text{C}}{\text{H}} \right)^2, \qquad (146)$$

где $\frac{\text{C}}{\text{H}}$ — отношение углерода к водороду в топливе;

α_1 — коэффициент избытка первичного воздуха.

Значения коэффициента a и показателя степени n находятся по графику (см. черт. 22) [43, 1].

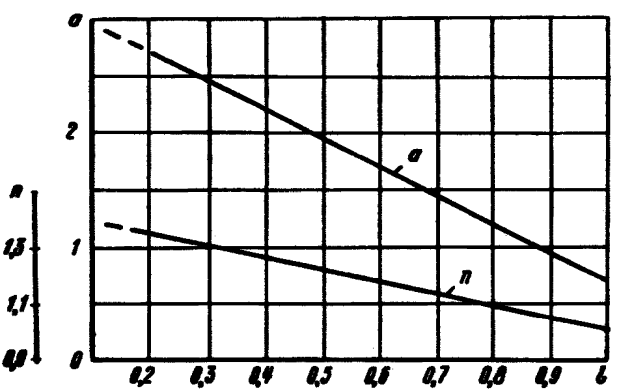
17.4.4. Так как степень черноты и температура факела взаимосвязаны, то определение эмиссионных характеристик выполняется методом последовательных приближений [1].

Разбиваем длину выгорания L^* (от горелки до смесителя) на сечения, проходящие через выбранные нами контрольные точки и характеризуемые относительной длиной:

$$l_i = \frac{L_i}{L^*}, \qquad (147)$$

где L_i — расстояние от горелки до рассматриваемого сечения.

Значение коэффициента a и показателя степени n в зависимости от относительной длины выгорания



Черт. 22

Принимаем температуру факела по всей его длине равной теоретической $T_т$ (при $\alpha = \alpha_I$) и подсчитываем коэффициенты ослабления лучей в рассматриваемых сечениях.

В сечении перед смесителем при $l_i = 1$ по формулам (145) и (146) определяем $k_г^*$ и k_c^*.

В других сечениях значения $k_{г_i}$ определяются из выражения:

$$k_{г_i} = (0{,}94 + 0{,}06 l_i)\, k_г^*. \qquad (148)$$

Величины k_{c_i} определяют по формуле (146), подставляя $T_{ф.эф} = T_т$, коэффициент a и показатель степени n по графику черт. 22 в зависимости от l_i.

Уточнение $T_{ф.эф}$ производится по графику на черт. 23 в зависимости от числа Во.

Число Больцмана подсчитывается по формуле:

$$\mathrm{Bo} = \frac{\eta_{\text{сг}} B \Sigma \overline{vc} \Big|_{t_\text{в}}^{t_\text{т}}}{4{,}9 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\text{ср}} F T_\text{т}^3}. \qquad (149)$$

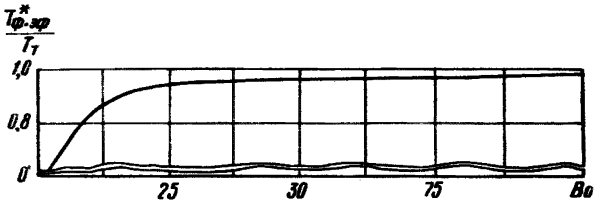
Здесь $\Sigma \overline{vc} \Big|_{t_\text{в}}^{t_\text{т}}$ — средняя в диапазоне от $t_\text{в}$ до $t_\text{т}$ теплоемкость продуктов сгорания при сжигании 1 кг топлива;

F — поверхность пламенной трубы;

$\varepsilon_{\text{ср}}$ — средняя в объеме степень черноты:

$$\varepsilon_{\text{ср}} = 1 - e^{-k_{\text{ср}} S_{\text{эф}}}, \qquad (150)$$

Зависимость $\frac{T^*_{\text{ф.эф}}}{T_\text{т}} = f(\mathrm{Bo})$



Черт. 23

где

$$k_{\text{ср}} = \frac{1}{i} \sum_1^i (k_\text{с} + k_\text{г}),$$

i — число сечений;

$S_{\text{эф}}$ — эффективная длина пути луча:

$$S_{\text{эф}} = 4 \frac{V}{F}, \qquad (151)$$

где V — объем факела (пламенной трубы).

17.4.5. После определения $T^*_{\text{ф.эф}}$ [1, 43] эффективная температура в других сечениях вычисляется по формуле

$$T_{\text{ф.эф}} = \xi T^*_{\text{ф.эф}} \left(1 - e^{-\frac{0{,}7}{1 - \sqrt{l}}}\right). \qquad (152)$$

Величина, характеризующая неравномерность температуры в поперечном сечении пламенной трубы ξ, находится по формуле

$$\xi = \frac{1}{1 - (1 - l) \dfrac{T_\text{т}^{\alpha=1} - T^*_{\text{ф.эф}}}{T_\text{т}^{\alpha=1}}}, \qquad (153)$$

где $T_\text{т}^{\alpha=1}$ — теоретическая температура горения, подсчитанная при коэффициенте избытка воздуха, равном единице.

После определения температур факела по сечениям ($T_{ф.эф}$) уточняются значения $k_с$ и $k_г$.

17.4.6. Степень черноты факела в соответствующем сечении определяется формулой:

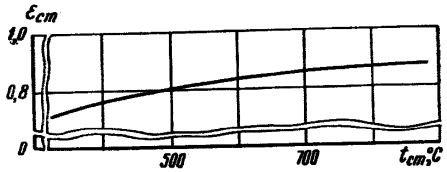
$$\varepsilon_ф = 1 - e^{-(k_с + k_г)D_i}. \quad (154)$$

17.4.7. Эффективная степень черноты стенки вычисляется по формуле:

$$\varepsilon'_{п.т} = \frac{1 + \varepsilon_{п.т}}{2}. \quad (155)$$

Степень черноты внутренней поверхности пламенной трубы определяется в зависимости от $t_{ст}$ (черт. 24).

Зависимость степени черноты внутренней поверхности пламенной трубы от температуры стенки



Черт. 24

17.5. Лучистый тепловой поток

17.5.1. От стенки пламенной трубы к корпусу (или к наружной обечайке) лучистый тепловой поток составляет следующую величину:

$$\sigma_0 \varepsilon_{пр} (T^4_{п.т} - T_к{}^4).$$

Лучистый теплообмен между пламенной трубой и корпусом практически можно рассматривать как теплообмен излучением между двумя плоскостями.

17.5.2. Приведенная степень черноты поверхностей определяется по формуле:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{п.т}} + \frac{1}{\varepsilon_к} - 1}. \quad (156)$$

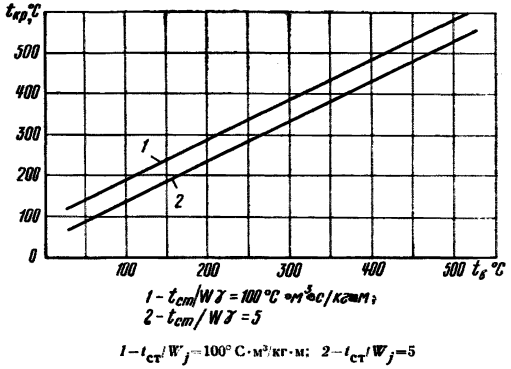
17.5.3. Воспринятый корпусом тепловой поток снимается охлаждающим воздухом за счет конвекции. Потеря тепла в окружающую среду составляет (при изолированной снаружи камере) небольшую величину — 1—2% от тепловосприятия стенки. Пренебрегая потерей тепла в окружающую среду при составлении теплового

баланса, получим исходное уравнение для определения температуры корпуса:

$$\alpha_к(T_к - T_в) = \sigma_0 \varepsilon_{пр}(T^4_{п.т} - T^4_к). \quad (157)$$

Для расчета же температуры стенки пламенной трубы, учитывая относительно слабое влияние $T_к$ на разность $(T^4_{п.т} - T^4_к)$, достаточно определить температуру корпуса ориентировочно. Для этого можно воспользоваться черт. 25, по которому, задаваясь предварительно температурой стенки, находим по известным значениям температуры воздуха и его скорости в кольцевом канале величину $T_к$.

График для определения температуры корпуса



$1 - t_{ст}/W_j = 100$ °С·м³/кг·м; $2 - t_{ст}/W_j = 5$

Черт. 25

17.6. Конвективный тепловой поток с наружной стороны

17.6.1. Конвективный тепловой поток с наружной стороны $\delta_2\Phi(T_{п.т} - T_в)$ зависит от характера течения воздуха вокруг пламенной трубы. Поэтому прежде всего следует определить толщины пристенных аэродинамических пограничных слоев, формирующихся на наружной поверхности пламенной трубы (с учетом срыва потока поперечными ребрами, отсоса щелями и т. п.) и на внутренней поверхности экрана (корпуса). Расчетная схема приведена на черт. 26.

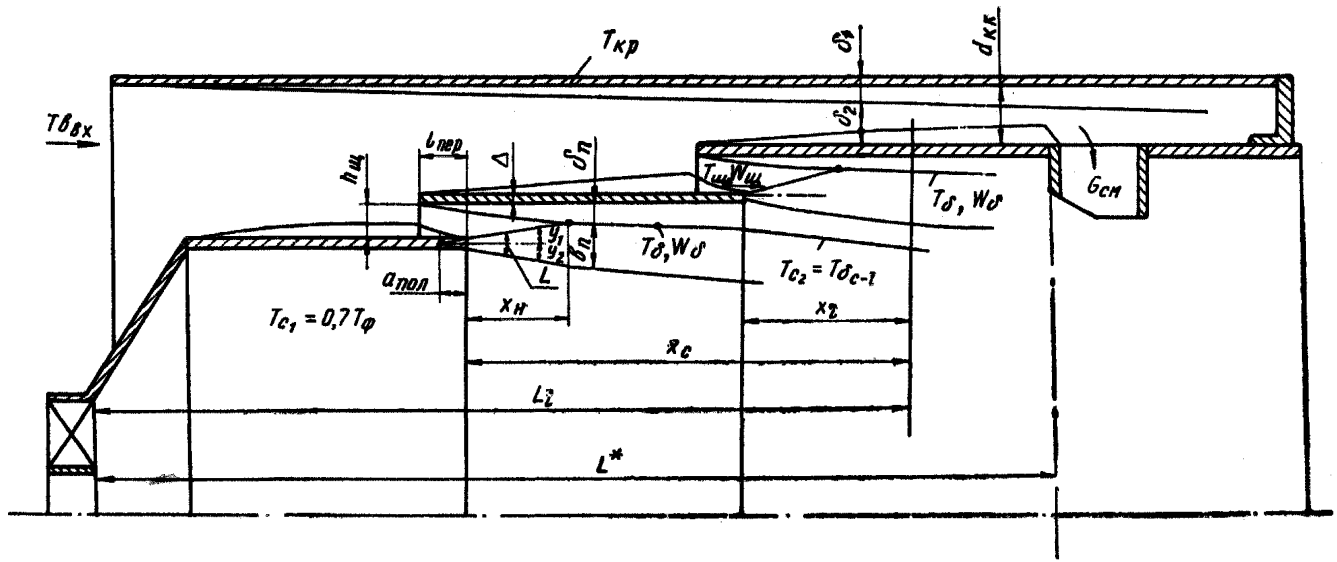
17.6.2. Толщины пограничных слоев можно определить по формулам:

$$\delta = 0{,}37x\,\mathrm{Re}_x^{-0{,}2}; \quad (158)$$

$$\mathrm{Re}_x = \frac{xW_в}{\nu_р}, \quad (159)$$

где x — расстояние от начала экрана (обечайки), м;

Расчетная схема температуры стенок пламенной трубы с охлаждением кольцевыми защитными струями



Черт. 26

$W_в$ — скорость воздуха в кольцевом канале, м/с;

$\nu_р$ — кинематическая вязкость воздуха при $T_в$ и $p_в\left(\nu_р = \frac{\nu}{p}\right)$.

17.6.3. Если сумма толщин пограничных слоев меньше ширины кольцевого канала, т. е. слои не смыкаются, то расчет можно производить по формуле теплоотдачи для пластины:

$$\alpha_2 = 0{,}0255 \frac{\lambda}{x} (\mathrm{Re})^{0{,}8}. \qquad (160)$$

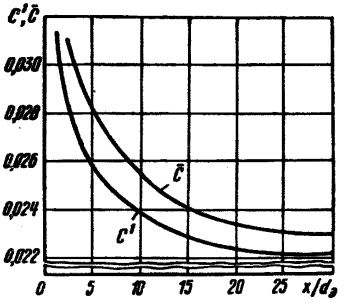
При смыкании пограничных слоев течение воздуха подчиняется законам движения внутри трубы.

17.6.4. Для более сложных случаев, какие обычно бывают в камерах сгорания, коэффициент теплоотдачи α_2 определяется на основании критериального соотношения $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re})$ и рассчитывается по формуле:

$$\alpha_2 = C' \frac{\lambda}{S} \left(\frac{W_{к.к} S}{\nu_р}\right)^m. \qquad (161)$$

Значения константы C' и показателя степени m зависят от устройства пламенной трубы и расположения рассматриваемого сечения. Результаты исследований конвективного теплообмена пламенных труб различных конструкций приведены в табл. 10. Там же указаны значения характерного размера S. Коэффициент C' определяется по черт. 27.

Значения коэффициентов C' и $\bar{C}$ по длине кольцевого канала



Черт. 27

17.6.5. Имеющееся различие для некоторых видов труб в величине внутренней и наружной поверхности, а также неравномерность температуры по периметру учитываются коэффициентом φ, который также приведен в табл. 10.

Для конструкций труб с гладкими обечайками (с поперечными прорезями, поперечными ребрами и т. д.) $F_{нар} \approx F_н$, поэтому $\varphi \approx 1$.

17.6.6. В уравнении (144) тепловой поток $\alpha_2 \varphi$ $(T_{п.т} - T_в)$ отнесен к внутренней поверхности пламенной трубы и к перепаду $(T_{п.т} - T_в)$, где под $T_{п.т}$ следует понимать максимальную температуру в рассматриваемом сечении (например, во впадине между наружными ребрами).

17.6.7. За определяющую температуру воздуха $T_в$ принимается его температура в рассматриваемом сечении. При проектировании камеры сгорания известна только температура воздуха на входе в камеру, поэтому в расчете необходимо учесть подогрев воздуха в кольцевом канале, составляющий обычно 40—60° С.

17.6.8. Нужно также учесть, что для конструкций пламенных труб с поперечными прорезями и в пламенных трубах со струйным охлаждением (с внутренней гофрировкой, наружной гофрировкой, двухстенная перфорированная) коэффициент теплоотдачи, подсчитанный по формуле (161), включает охлаждение за счет воздушной завесы с внутренней стороны стенки (см. табл. 10). В этом случае $q_1^{конв} = \alpha_1 (T_б - T_{п.т}) = 0$.

17.7. Конвективный тепловой поток с внутренней стороны обечайки

17.7.1. Конвективный тепловой поток с внутренней стороны обечайки рассчитывается по формуле:

$$q_1^{конв} = \alpha_1 (T_б - T_{п.т}).$$

17.7.2. Для случая охлаждения защитными струями, вытекающими из кольцевых щелей, значения коэффициента теплоотдачи α_1 и определяющей температуры с внутренней стороны (температура пограничного слоя) зависит от развития струи, вытекающей через щель.

У стенки пламенной трубы создается защитная воздушная пленка, поэтому все физические константы берутся по воздуху. Так как для воздуха Pr=0,72, то можно считать тепловой и динамический пограничные слои совпадающими, что не вносит заметной ошибки, но значительно облегчает расчеты.

Исходим из следующей упрощенной схемы течения при струйном заградительном охлаждении: в кольцевую щель между обечайками шириной $h_щ$ поступает охлаждающий воздух со скоростью $W_щ$ и температурой $T_щ$ (см. черт. 26).

17.7.3. Температура охлаждающего воздуха на выходе из щели рассчитывается с учетом подогрева воздуха на предыдущей обечайке:

$$T_{щ_i} = T_{в_i} + \frac{\bar{\alpha}_{2,i-1} (\bar{T}_{п.т_{i-1}} - T_{в_{i-1}}) F_{об_{i-1}}}{3600 \cdot G_{щ_i} c_{p_в}}, \qquad (162)$$

где $T_{в_i}$ — температура воздуха в кольцевом канале на входе в щель, °К;

$\bar{\alpha}_{2,i-1}$ — средний коэффициент теплоотдачи снаружи на предыдущей обечайке, $\frac{ккал}{м^2 °С \cdot ч}$;

$\bar{T}_{п.т_{i-1}}$ — средняя температура стенки предыдущей обечайки, °К;

$F_{об_{i-1}}$ — площадь поверхности предыдущей обечайки, м²;

$G_{щ_i}$ — расход воздуха через данную щель, кг/с;

$c_{p_в}$ — теплоемкость воздуха, ккал/кг °С.

17.7.4. Скорость воздуха (м/с) на выходе из щели определяется по формуле

$$W_{ш_i} = \frac{G_{ш_i}}{\gamma_i F_{ш_i}}, \qquad (163)$$

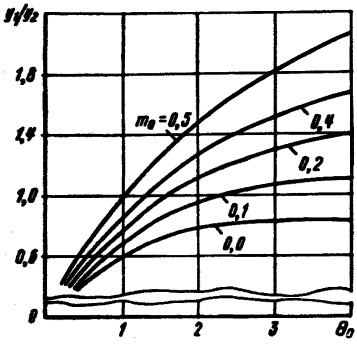
где $F_{ш_i}$ — проходная площадь щели с учетом загромождения и теплового расширения внутренней обечайки, м²;

γ_i — удельный вес воздуха (кг/м³) при температуре $T_{ш_i}$:

$$\gamma_i = \frac{P_{к.с}}{RT_ш}.$$

17.7.5. От входной кромки обечайки с внутренней стороны начинается пристенный пограничный слой с толщиной δ (см. черт. 26).

Отношение угловых коэффициентов $\varphi_1/\varphi_2 = f(m_1\theta)$



Черт. 28

За срезом предыдущей обечайки начинается область смешения воздуха с газом, характеризуемая угловым коэффициентом z и коэффициентами y_1 и y_2, определяющими соотношение ординат наружного и внутреннего слоев. Для неизотермической турбулентной струи соотношение y_1/y_2 зависит от коэффициентов:

$$m_0 = \frac{W_c}{W_ш} \text{ и } \theta_0 = \frac{T_ш}{T_c}, \qquad (164)$$

где W_c и T_c — скорость и температура основного потока газов. Соотношение y_1/y_2 может быть найдено по черт. 28.

17.7.6. Развитие струйного заградительного потока можно разбить на следующие основные участки (см. черт. 26):

$x_н$ — начальный, характеризуемый тем, что в нем имеется ядро неразмытого потока охлаждающего воздуха с температурой $T_ш$ и скоростью $W_ш$;

$x_п$ — переходный с температурой $T_\delta = T_ш$ и скоростью $W_\delta = W_ш$ на границе пограничного слоя, $x_п \approx 1{,}2\, x_н$;

$x > x_п$ — основной с распределением температуры T_δ и скорости W_δ на границе пограничного слоя по нижеприведенным зависимостям и соотношениям.

17.7.7. Длина начального участка полуограниченной струи на-

ходится из следующего соотношения (при небольшом перекрытии $l_{пер}$):

$$\left(h_{щ}+\frac{\Delta}{2}\right)=z\,(x_{н}+a_{пол})\,\frac{y_1/y_2}{1+y_1/y_2}+0{,}37\,(x_{н}+l_{пер})\times$$

$$\times\left(\frac{\gamma_p}{W_{щ}\,(x_{н}+l_{пер})}\right)^{0{,}2}, \qquad (165)$$

где $a_{пол}\approx\frac{\Delta}{z}$.

17.7.8. При выполнении расчетов для первой обечайки температура спутного потока T_c, окружающего струю, с достаточной точностью может приниматься равной $0{,}7\,T_{ф.эф}$ в рассматриваемом сечении, а скорость спутного потока в районе щели $W_c=1{,}85\,\frac{G_г}{F_{п.т}\gamma_г}$. Для последующих обечаек температура T_c и скорость W_c близки к температуре и скорости на границе внутреннего пограничного слоя струи, если бы последняя была продолжена до рассматриваемого сечения. Таким образом для последующих обечаек температура и скорость равны:

$$T_{c_i}=T_{\delta_{i-1}} \quad \text{при } x_{i-1}=x_c;$$

$$W_{c_i}=W_{\delta_{i-1}} \quad \text{при } x_{i-1}=x_c,$$

где i — номер обечайки.

17.7.9. Температуру на границе внутреннего пограничного слоя находят по следующим зависимостям.

Толщина внутреннего пограничного слоя в переходном участке вычисляется по формуле

$$\delta_{п_i}=0{,}37x_{п}\,\mathrm{Re}_x^{-0{,}2}. \qquad (166)$$

Толщина струйного пограничного слоя в переходном участке рассчитывается по формуле

$$b_{п_i}=zx_{п}, \qquad (167)$$

где $z=0{,}27\div0{,}3$.

Коэффициент a_i определяется по формуле

$$a_i=\frac{0{,}361+\dfrac{\delta_{п_i}}{b_{п_i}}}{0{,}722+\dfrac{\delta_{п}}{b_{п_i}}}. \qquad (168)$$

Температура на внешней границе внутреннего пограничного слоя вычисляется при $x>x_{п}$ по формуле:

$$T_{\delta}=(T_{щ}-T_{c_i}|_{x=0}-\psi_i x)\left(\frac{x_{п_i}}{x}\right)^{x_i(1-a_i)}+T_{c_i}|_{x=0}+\psi_i x, \qquad (169)$$

где $\varkappa = 1{,}05 \div 1{,}1$;

$$\psi = \frac{T_{c_{i3}} - T_{c_{i1}}}{\Delta l_i \left[\varkappa (1 - a_i) + 1\right]} \left[\varkappa_i (1 - a_i) - \frac{0{,}082}{0{,}368 + 0{,}778 \frac{\delta_{n_i}}{b_{n_i}}} \right]. \quad (170)$$

В данной формуле коэффициент ψ подсчитывается по изменению температуры T_c между крайними сечениями на обечайке, отнесенному к расстоянию (Δl_i) между этими сечениями.

Для первой обечайки $T_{c_j} = 0{,}7\, T_ф$, а для последующих обечаек температура среды подсчитывается по формуле

$$T_{c_{ij}} = (T_{ш_{i-1}} - T_{c_{i-1,1}} - \psi' x_{c_j}) \left(\frac{x_{n_{i-1}}}{x_{c_j}} \right)^{\varkappa_{i-1}(1-a_{i-1})} + T_{c_{i-1,j}} + \psi' x_{c_j}, \quad (171)$$

где x_{c_j} — расстояние от выхода из щели предыдущей обечайки до рассматриваемого сечения j.

Коэффициент ψ' вычисляется по формуле

$$\psi' = \frac{T_{ф_{ij_к}} - T_{c_{i-1,1}}}{l_{усл_{j_к}} \left[\varkappa_i (1 - a_i) + 1\right]} \left[\varkappa_i (1 - a_i) - \frac{0{,}082}{0{,}368 + 0{,}778 \frac{\delta_{n_i}}{b_{n_i}}} \right], \quad (172)$$

где $T_{ф ij_к}$ — температура факела в конечном рассматриваемом сечении обечайки (i);

$T_{c_{i-1,1}}$ — температура среды у выхода из щели предыдущей обечайки;

$l_{усл_{j_к}}$ — расстояние от выхода из щели предыдущей обечайки до конечного сечения рассматриваемой обечайки, $\varkappa = 1{,}05 \div 1{,}1$.

17.7.10. Скорость на границе (м/с) внутреннего пограничного слоя находится по формуле

$$W_{\delta_{ij}} = W_{ш_i} \left(\frac{x_{n_i}}{x_j} \right)^{a_i}. \quad (173)$$

Критерий

$$\mathrm{Re}'_x = \frac{W_{\delta_{ij}} (x_j + l_{пер})}{\nu_{p_{ij}}}, \quad (174)$$

где ν_p определяется при T_δ.

Критерий

$$\mathrm{Nu}'_x = C (\mathrm{Re}'_x)^{0{,}8}, \quad (175)$$

где коэффициент

$C = 0{,}0255$ при $x \leqslant x_п$;

$C = 0{,}038$ при $x > x_п$.

17.7.11. Таким образом, коэффициент теплоотдачи α_1 (в ккал/м^2·ч·К) с внутренней стороны стенки пламенной трубы вычисляется по формуле:

$$\alpha_1 = \mathrm{Nu}_x^{''} \frac{\lambda_{ij}^{''}}{x_i}. \qquad (176)$$

17.8. После определения всех величин, входящих в уравнение (144), найдем $T_{п.т}$.

17.9. Особенности расчета температуры металла камер сгорания НЗЛ.

17.9.1. Не меняя общего порядка расчета, ниже излагают изменения, которые необходимо внести в расчет температуры стенки для камер сгорания конструкции НЗЛ с многорегистровым фронтовым устройством и вихревым смесителем, где для внутреннего охлаждения элементов пламенной трубы и фронтового устройства используется закрученная кольцевая турбулентная струя воздуха, создаваемая специальным регистром (см. черт. 7) [8, 27, 28, 30]. Схема расчета с указанием необходимых размеров и параметров приведена на черт. 29.

17.9.2. В уравнении (144) для учета степени заполнения факелом объема камеры сгорания $\psi_ф$ вводится эффективная степень черноты факела $\varepsilon_{ф.эф}$ вместо $\varepsilon'_{п.т}\varepsilon_ф$:

$$\varepsilon_{ф.эф} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_ф \psi_ф} + \frac{1}{\varepsilon'_{п.т}} - 1}, \qquad (177)$$

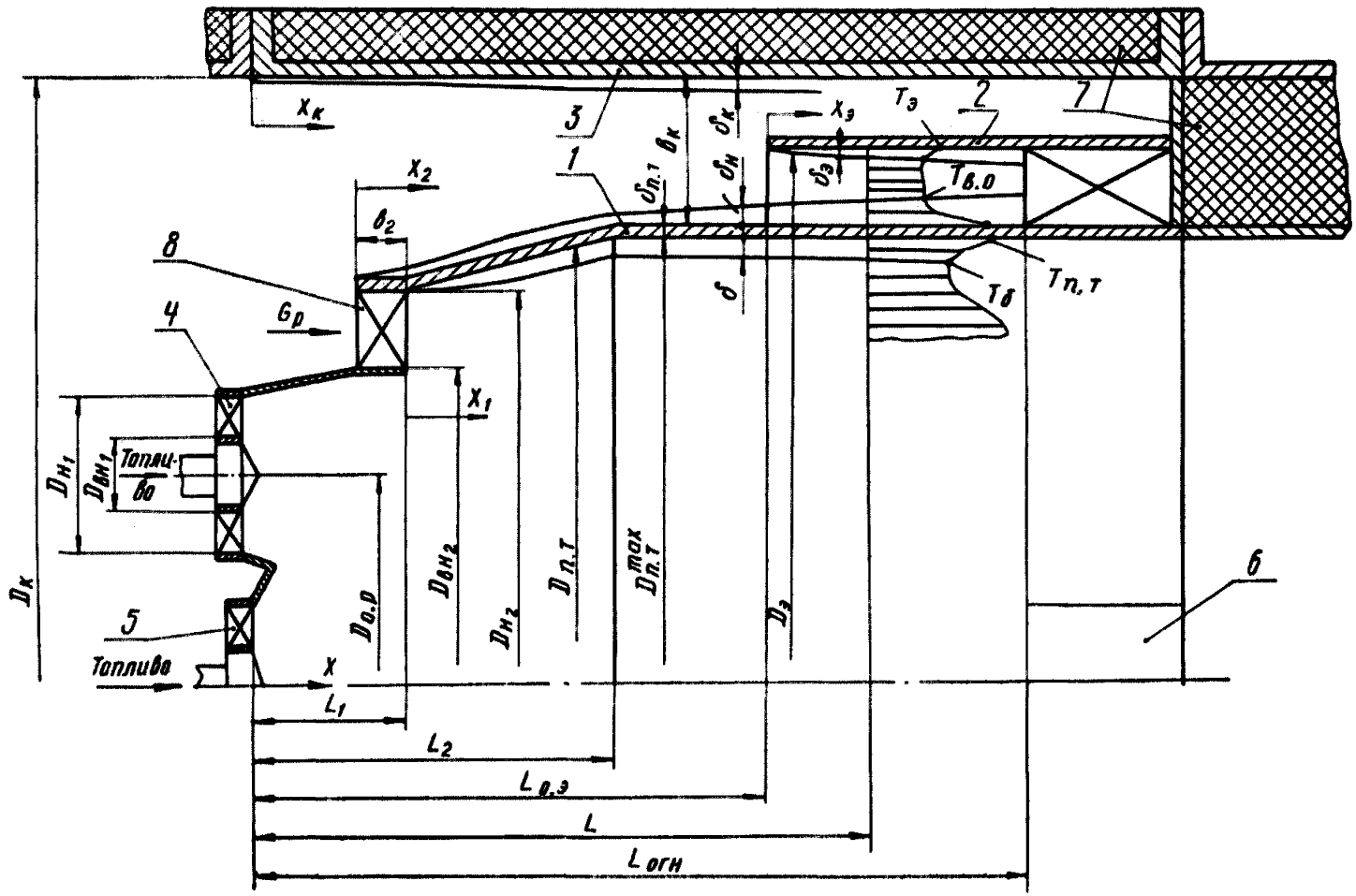
где $\psi_ф = \frac{D_{огн}}{D_{п.т}} \theta^{0,1}$, а $\theta = \frac{T_г - T_в}{T_в}$. (178)

17.9.3. Текущий диаметр огневого пространства $D_{огн}$ определяется из следующих геометрических соотношений:

$$D_{огн} = D_{о.р} + D_{вн_1}\left(\frac{1+\bar{d}_1}{2}\right), \quad \text{где } \bar{d}_1 = \frac{D_{н_1}}{D_{вн_1}} \quad \text{при } L \leqslant L_1;$$
$$D_{огн} = \sqrt{D^2_{п.т} - D^2_{вн_2}(\bar{d}_2^{\,2} - 1)}, \quad \text{где } \bar{d}_2 = \frac{D_{н_2}}{D_{вн_2}} \quad \text{при } L > L_1. \qquad (179)$$

17.9.4. Локальные значения коэффициента ослабления лучей трехатомными газами k_{r_i} и сажистыми частицами k_{c_i} вычисляются по формулам (145) и (146), но в (145) вместо $D_{п.т}$ подставляется $D_{огн}$, подсчитанный по приведенной зависимости в формуле (179), а в формуле (146) функция, отражающая влияние коэффициента избытка первичного воздуха $\left(0{,}1 + \frac{1{,}85}{\alpha_i}\right)$, берется в следующем виде: $\frac{\alpha_1}{1{,}58\alpha_1 - 1{,}22}$.

Схема для расчета температуры стенки камеры сгорания с охлаждением закрученным потоком воздуха



1 — пламенная труба; *2* — экран; *3* — корпус; *4* — основные малые регистры; *5* — центральный малый регистр; *6* — смеситель; *7* — изоляция; *8* — кольцевой регистр

Черт. 29

17.9.5. Текущая эффективная температура факела, входящая в формулы (144), (145) и (146), определяется по формулам:

$$T_{\text{ф. эф}} = (1{,}03 - 0{,}024\overline{\Delta L}^{-1{,}5})\, T^{*}_{\text{ф.эф}} \quad \text{при } L \leqslant L_1;$$
$$T_{\text{ф.эф}} = (1{,}03 - 0{,}024\overline{\Delta L}^{-1{,}5})(1 - l)\, T^{*}_{\text{ф.эф}} \quad \text{при } L > L_1, \qquad (180)$$

где $\overline{\Delta L} = \dfrac{L_2 - L_1}{L_{\text{огн}}}$.

17.9.6. Эффективная температура факела в конце зоны горения $T_{\text{ф.эф}}$, входящая в формулу (180), находится из критериального уравнения:

$$T^{*}_{\text{ф.эф}} = 0{,}64 B_0^{0{,}1} \overline{L}_{\text{огн}}^{-0{,}41} T_{\text{т}}. \qquad (181)$$

Здесь

$$\overline{L}_{\text{огн}} = \frac{L_{\text{огн}}}{\overline{D}_{\text{огн}}},$$

где

$$\overline{D}_{\text{огн}} = \frac{1}{L_{\text{огн}}} \int_0^{L_{\text{огн}}} D_{\text{огн}} dL.$$

17.9.7. Число Во в формуле (181) определяется из уравнения (149), но средняя теплоемкость горячих газов, образующихся при сжигании 1 кг топлива, относится к теоретической температуре, а за характерную площадь F в этой формуле принимается:

$$F = \frac{\pi}{4L_{\text{огн}}} \int_0^{L_{\text{огн}}} D^2_{\text{огн}} dL. \qquad (182)$$

17.9.8. Кроме того, в уравнении (149) средняя степень черноты факела берется из выражения:

$$\varepsilon_{\text{ср}} = |1 - \exp(-k_{\text{ср}} S_{\text{эф}})|\, \psi_{\text{ср}}.$$

Здесь $\psi_{\text{ср}} = \left(\dfrac{\overline{D}_{\text{отн}}}{D_{\text{п.т}}}\right) \Theta^{0{,}1}.$ (183)

где $\left(\dfrac{\overline{D}_{\text{отн}}}{D_{\text{п.т}}}\right) = \dfrac{1}{L_{\text{огн}}} \int_0^{L_{\text{огн}}} \left(\dfrac{D_{\text{огн}}}{D_{\text{п.т}}}\right) dL.$

17.9.9. Средний суммарный коэффициент ослабления лучей в (183) определяется по уравнению:

$$k_{\text{ср}} = k_{\text{г.ср}} + k_{\text{с.ср}}, \qquad (184)$$

где

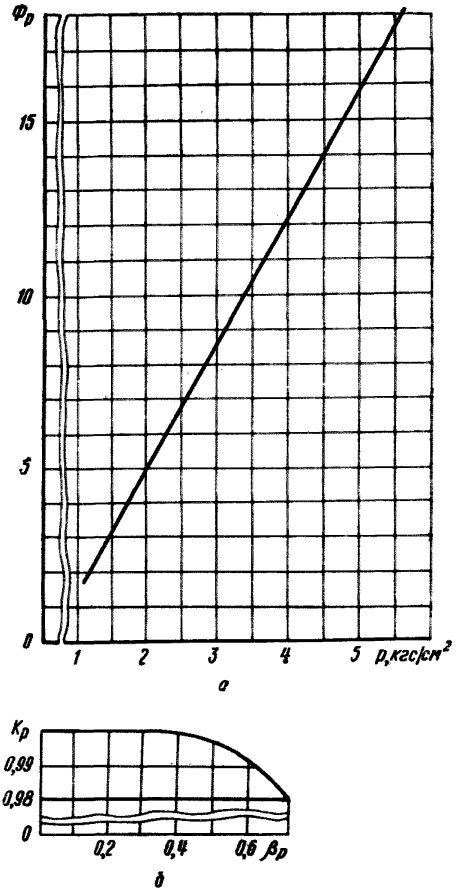
$$k_{\text{г. ср}} = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 r_{H_2O}}{\sqrt{p(r_{H_2O} + r_{RO_2})\, \overline{D}^{0{,}5}_{\text{огн}}}} - 0{,}1\right)\left(1 - 0{,}37 \frac{\overline{T}_{\text{ф. эф}}}{1000}\right) \times$$

$$\times p\,(r_{H_2O} + r_{R_xO}); \quad (\overline{D}^{0,5}_{огн}) = \left(\frac{1}{L_{огн}} \int_0^{L_{огн}} \frac{dL}{\sqrt{D_{огн}}} \right)^{-1}; \qquad (185)$$

$$k_{с.ср} = \frac{\alpha_1}{1{,}58\alpha_1 - 1{,}22} \left(1{,}6 - \frac{500}{T_{ф.эф}}\right) \Phi_p \left(\frac{C}{H}\right)^2 \cdot 10^{-3}. \qquad (186)$$

Функция Φ_p находится по кривой на черт. 30, а

Зависимости $\Phi_p = f(p)$ и $K_\beta = f(B_p)$



Черт. 30

17.9.10. В формулы (185) и (186) в качестве определяющей входит средняя эффективная температура факела $\bar{T}_{ф.эф}$, которая вычисляется по формуле:

$$\bar{T}_{ф.эф} = 0{,}79(\Pi\Delta\bar{L})^{0{,}16}T_т; \quad \text{где } \Pi = \frac{\alpha_1}{\eta_{сг}} \frac{Q_р^н/L_0}{I_в}, \qquad (187)$$

где $I_в = f(T_в)$; $I_в = i_в + 65{,}6$ ккал/кг.

17.9.11. Коэффициент теплоотдачи α_1 при охлаждении закрученным воздушным потоком пламенной трубы с внутренней стороны определяется в соответствии с обычной критериальной зависимостью (175) при следующих значениях входящих в нее величин:

$$Nu_x^* = \frac{\alpha_1 x_1}{\lambda_\delta}; \quad Re = \frac{W_р x_1}{\nu_\delta}; \quad C = 0{,}026\,(1 + \operatorname{tg}\varphi_р)^{0{,}77}\exp(0{,}42\beta_р^{1{,}5})\,\Phi. \qquad (188)$$

Здесь x_1 — расстояние вдоль образующей пламенной трубы (с учетом ее конических участков) от выхода из регистра до рассматриваемого сечения;

$\varphi_р$ и $\beta_р = \left(\frac{D_{вн.р}}{D_{н.р}}\right)^2$ — начальный угол закрутки потока на выходе из регистра и относительная площадь его втулки;

Φ — функция, учитывающая изменение определяющей скорости W_δ при течении струи вдоль охлаждаемой поверхности, $\Phi = f\left(\beta_р, \varphi_р, \bar{x}_1 = \frac{x_1}{b_0}\right)$ и может быть найдена по табл. 11 $\left(b_0 = \frac{D_{н.р} - D_{вн.р}}{2}\right)$;

$W_р$ — характерная скорость:

$$W_р = \frac{G_р}{\gamma_\delta F_р}; \quad F_р = D_{вн.р}(\bar{\alpha}_р^2 - 1), \quad \bar{\alpha}_р = \frac{D_{н.р}}{D_{вн.р}}, \qquad (189)$$

где $G_р$ — расход воздуха через регистр;

λ_δ, γ_δ и ν_δ — физические константы (188) и (189), находящиеся в зависимости от давления воздуха внутри камеры сгорания и температуры T_δ.

17.9.12. Локальные значения температуры T_δ на внешней границе внутреннего теплового пограничного слоя в случае закрученной струи подсчитываются по формуле:

$$T_\delta = T_в(1 + n_1)\,K_\beta K_п, \qquad (190)$$

где $n_1 = 0{,}0134\,(\operatorname{tg}\varphi_р)^{0{,}226}\Theta\bar{x}_1$;

K_β — коэффициент, учитывающий влияние параметра $\beta_р$ (см. черт. 30, *б*);

$K_п$ — коэффициент подогрева охлаждающего воздуха до его входа в регистр, $K_п = 1{,}0 \div 1{,}02$.

Таблица 11

Значения функции Ф в зависимости от коэффициента β_p угла $\bar{\varphi}_p = \left|\frac{\varphi_p}{45} - 1\right|$ и относительного расстояния $\bar{x}_1 = \frac{x_1}{b_0}$

β_p	$\bar{\varphi}_p$	$\bar{x}_1$					β_p	$\bar{\varphi}_p$	$\bar{x}_1$				
		4	10	30	60	100			4	10	30	60	100
0,4	0	0,938	0,861	0,779	0,730	0,696	0,6	0	1,110	0,810	0,555	0,439	0,368
	0,2	0,799	0,752	0,70	0,668	0,646		0,2	0,755	0,662	0,565	0,511	0,475
	0,5	0,804	0,804	0,804	0,804	0,804		0,5	0,685	0,685	0,685	0,685	0,685
	0,9	1,313	1,191	1,060	0,983	0,930		0,9	1,932	1,565	1,210	1,028	0,904
0,5	0	0,977	0,773	0,584	0,489	0,430	0,7	0	1,310	0,897	0,570	0,428	0,347
	0,2	0,785	0,711	0,631	0,583	0,555		0,2	0,73	0,623	0,515	0,456	0,417
	0,5	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75		0,5	0,604	0,604	0,604	0,604	0,604
	0,9	1,573	1,341	1,11	0,98	0,886		0,9	2,42	1,865	1,370	1,129	0,975

18. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОДНОГОРЕЛОЧНОЙ, ПРОТИВОТОЧНОЙ, КОМБИНИРОВАННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ БЛОКА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТИПА ГТ-100

18.1. Исходные данные:

— количество пламенных труб, $n=12$ шт.;

— расход воздуха на одну пламенную трубу

$$G_в=\frac{405}{12}=33{,}75 \text{ кг с};$$

— температура воздуха на входе, $t_в=250°$ С (523 К);

— давление воздуха на входе, $p_в=23{,}5$ кгс/см^2;

— температура газов перед турбиной, $t_г=750°$ С (1023 К);

— топливо газотурбинное (ТУ-38-1-01-70-70); состав топлива по анализу: $C^р=85{,}4\%$; $H^р=13{,}3\%$; $S^р=0{,}67\%$; $N^р+O^р=0{,}6\%$; низшая теплота сгорания $Q_р^н=10\,100$ ккал/кг;

— потери давления на камере сгорания: $\sigma_{к.с}=\frac{\Delta H_{к.с}}{p_в}=3\%$ и на пламенной трубе; $\sigma_{п.т}=\frac{\Delta H_{п.т}}{p_в}=1{,}6\%$;

— коэффициент полноты сгорания на номинальном режиме не ниже $\eta_{сг}=0{,}99$;

— установка ГТ-100 стационарная, работающая в базисно-пиковом режиме с повышенным КПД.

Теплонапряжение сечения принимаем $U_F=5{,}5\cdot10^6 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2/\text{ч}\cdot\text{ата}}$, учитывая характер установки и вид сжигаемого топлива;

— допустимый уровень температуры металла элементов пламенной трубы для обеспечения длительного срока службы:

720° С — для элементов из стали 12Х18Н9Т;

820° С — для элементов из сплава ХН78Т.

18.2. Расчет теоретически необходимого количества воздуха и состава продуктов сгорания приведен в табл. 12.

Таблица 12

Наименование величины	Расчетная формула	Результат
Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива (сухого) L_0, кг/кг	$0{,}115C^р+0{,}342\cdot H^р+$ $+0{,}0431\,(S^р-O^р)$	14,42
Теоретическое количество образующихся продуктов сгорания на 1 кг топлива:		
— трехатомных газов G_{RO_2}, кг/кг	$0{,}0371\,(C^р+0{,}375\,S^р)$	3,178
— водяных паров G_{H_2O}, кг/кг	$0{,}09H^р+0{,}01W^р+0{,}0161L_0$	1,429
— азота G_{N_2}, кг/кг	$0{,}768\,Z_0+N^р$	11,37

Продолжение табл. 12

Наименование величины	Расчетная формула	Результат
Суммарное количество газов $G_г$, кг/кг	$G_{RO_2} + G_{H_2O} + G_{N_2}$	15,977
Массовые доли компонентов:		
— трехатомных газов r_{RO_2}	$\frac{G_{RO_2}}{G_г}$	0,189
— водяных паров r_{H_2O}	$\frac{G_{H_2O}}{G_г}$	0,089
— азота r_{N_2}	$\frac{G_{N_2}}{G_г}$	0,712
Теплоемкость продуктов сгорания при $t=750°$ С $c_{p_г}$, ккал/кг°С	$c_{pH_2O} \cdot r_{H_2O} + c_{pRO_2} \cdot r_{RO_2} + c_{pN_2} \times r_{N_2}$	0,2795

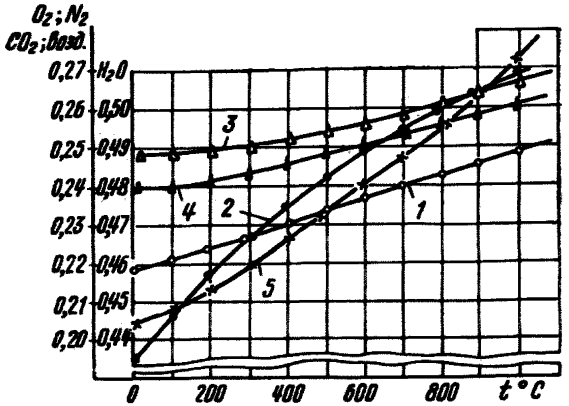
18.3. Определение расхода топлива приведено в табл. 13.

Таблица 13

Наименование величины	Расчетная формула	Результат
Теплоемкость топлива $c_т$, ккал/кг° С	График, черт. 32	0,52
Температура топлива $t_т$, °С	Принято	100
Теплоемкость воздуха на входе при $t_в=250°$ С $c_{p_в}$, ккал/кг° С	По таблицам	0,242
Теплоемкость воздуха при температуре газа $t_г=750°$ С $c_в$, ккал/кг° С	По таблицам	0,254
Теплоемкость продуктов сгорания при $t_г=750°$ С $c_{p_г}$, ккал/кг° С	П. 17.1.	0,2795
Коэффициент общего избытка воздуха $\alpha_{общ}$	$\frac{Q_р^н \eta_{сг} + c_т t_т - (1+L_0) c_{pг} t_г + L_0 c_{pвг} t_г - L_0 c_{pв} t_в}{L_0 c_{pвг} t_г + L_0 c_{pвг} t_{вг} - L_0 c_{pв} t_в}$	4,61
Расход топлива общий $B_{т.общ}$,		
кг/с	$\frac{G_в}{\alpha_{общ} L_0}$	6,1
кг/ч	То же	22 000
Количество пламенных труб n, шт.	Принято	12
Расход топлива на одну пламенную трубу $B_т$,		
кг/с	$\frac{B_{т.общ}}{n}$	0,508
кг/ч	То же	1829

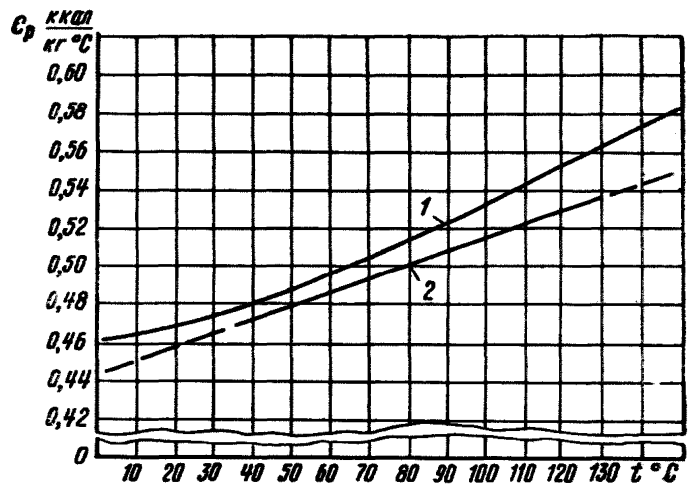
Примечание. Для расчета теплоемкостей газов и топлива можно пользоваться табл. 5 и черт. 31.

Зависимость теплоемкости газов от температуры



1 — O_2; *2* — CO_2; *3* — N_2; *4* — воздух; *5* — H_2O

Зависимость теплоемкости топлив c_p, ккал/кг° С от температуры



1 — дизельное топливо; *2* — мазут

Черт. 31

18.4. Конструктивно-гидравлический расчет приведен в табл. 14.

Таблица 14

Наименование величины	Расчетная формула	Результат
Диаметр пламенной трубы на выходе $D_{п.т}^{вых}$, м	Принято	0,3
Выходная площадь пламенной трубы $F_{п.т}^{вых}$, м^2	$0{,}785\,(D_{п.т}^{вых})^2$	0,0706
Удельный вес воздуха на входе $\gamma_в$, кгс/м^3	$\frac{1 \cdot 293 \cdot 273 p_в}{T_в}$	15,86
Скорость воздуха вокруг пламенной трубы $W_{подв.тр}$, м/с	Принято в соответствии с компоновкой	10
Потери полного напора на пламенной трубе $\Delta H_{п.т}$, кгс/м^2	$p_в \sigma_{п.т}$	3750
Потери давления в пламенной трубе при подводе тепла $\Delta H_{п.т}^{тепл}$, кгс/м^2	$2{,}2\left(\frac{F_{подв.тр}}{F_{п.т}}\right)^2\left(\frac{T_г}{T_в}-1\right)\times \frac{p_в W_{подв.тр}^2}{2}$	1530
Потери статического давления на элементах пламенной трубы в изотермических условиях Δp, кгс/м^2	$\Delta H_{п.т} - \Delta H_{п.т}^{тепл} - \frac{p_в W_{подв.т}^2}{2} + \frac{p_в W_{п.т}^2}{2}$	2950
Скорость воздуха на выходе из пламенной трубы в изотермических условиях $\overline{W}_{п.т}^{из}$, м/с	$\frac{G_в}{\gamma_в F_{п.т}}$	30,1
Отношение площадей пламенной и подводящей труб $\frac{F_{подв.т}}{F_{п.т}}$	$\frac{F_{подв.т}}{F_{п.т}} = \frac{W_{п.т}}{W_{подв.т}}$	$\frac{3}{1}$
Коэффициент избытка первичного воздуха α_1	Принято	1,15
Расход первичного воздуха G_1, кг/с	$\alpha_1 L_0 B_т$	8,44
Распределение воздуха по трактам:		
— первичный воздух $\frac{G_1}{G_в}$, %	$\frac{C_1}{G_в}100$	25
— на охлаждение $\frac{G_{охл}}{G_в}$, %	$\frac{G_{охл}}{G_в}100$	30
— на смеситель $\frac{G_{см}}{G_в}$, %	$\frac{G_{см}}{G_в}100$	45
Расход воздуха на охлаждение $G_{охл}$, кг/с	$\frac{G_{охл}}{G_в \cdot 100} G_в$	10,12
Расход воздуха на смеситель $G_{см}$, кг/с	$\frac{G_{см}}{G_в \cdot 100} G_в$	15,19

Продолжение табл. 14

Наименование величины	Расчетная формула	Результат
Угол закрутки потока в регистре ν, град	Принято	45
Втулочное отношение $\frac{d_{тв.т}}{D_р}$	Принято	0,4
Коэффициент сопротивления регистра $\xi_р$	Черт. 17	3
Скорость воздуха на входе в регистр $W_р^{вх}$, м/с	$\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma_в \xi_р}}$	34,86
Скорость воздуха, выходящего из регистра $W_р^{вых}$, м/с	$\frac{W_р^{вх}}{\cos \nu}$	49,3
Проходная площадь регистра, $F_{р_i}^{вх}$, м^2	$\frac{G_р}{\gamma_в W_р}$	0,0153
Диаметр втулки $d_{вт}$, м	Принято	0,085
Число лопаток $n_л$, шт.	Принято	18
Толщина лопаток $\delta_л$, м	Принято	0,0015
Параметр A	$\frac{n_л \delta_л}{\pi \cos \beta}$	0,0121
Диаметр регистра $D_р$, м	$\sqrt{\frac{F_р^{вх}}{0{,}785 \cos \beta} + d_{вт}^2 + A^2 - 2d_{вт}A + A}$	0,212
Диаметр пламенной трубы $D_{п.т}$, м	$D_{п.т} = 2D_р$	0,425
Теплонапряжение сечения пламенной трубы U_F, $\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \frac{кгс}{см^2}}$	$\frac{Q_р^н \eta_{сг} B_т}{0{,}785 D_{п.т}^2 p_в} \leqslant 5{,}5 \cdot 10^6$	$5{,}49 \cdot 10^6$
Длина огневой зоны $L_{огн}$, м	$\frac{L_{огн}}{D_{п.т}} D_{п.т}$ по табл. 4	1,0
Длина пламенной трубы $L_{п.т}$, м	$L_{п.т}/D_{п.т} D_{п.т}$ по табл. 4	1,5
Расход воздуха через щели $G_щ$, кг/с	$0{,}9 G_{охл}$	9,11
Число щелей на огневой зоне пламенной трубы $n_щ$	$\frac{L_{огн}}{0{,}3—0{,}5 D_{п.т}}$	5
Высота щели в первом приближении $h_щ$, м	Принято	0,003
Длина кольцевого канала между перекрытыми частями обечайки $l_к$, м	Принято	0,100
Эквивалентный диаметр кольцевого канала $d_{эк}$, м	$d_э = h_щ$	0,003

Продолжение табл. 14

Наименование величины	Расчетная формула	Результат
Скорость воздуха на выходе из щели в первом приближении	Принято	40
Критерий Re в канале	$\frac{W_{щ} d_э}{\nu_p}$	67400
Коэффициент сопротивления трения $\xi^{тр}_{щ}$	$\frac{0{,}316 l_к}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}\, d_э}$	0,654
Местный коэффициент сопротивления щели $\xi^{м}_{щ}$	$2\left(1-\frac{W_{подв.т}}{W_{щ}}\right)$	1,5
Коэффициент сопротивления щели $\xi_{щ}$	$\xi^{тр}_{щ}+\xi^{м}_{щ}$	2,154
Скорость воздуха в щели $W_{щ}$, м/с	$\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma \xi_{щ}}} = W'_{щ}$	40
Проходная площадь щелей $F_{щ}$, м^2	$\frac{G_{щ}}{\gamma_в W_{щ}}$	0,0147
Проходная площадь одной щели $F_{щ_1}$, м^2	$\frac{F_{щ}}{n_{щ}}$	0,0029
Площадь загромождения щелей гофрой $F_{загр}$, м^2	$F_{щ}\frac{F_{гофр}}{F_{щ}} = 0{,}3F_{щ}$	0,00088
Наружный диаметр пламенной трубы D_1, м	$\sqrt{\frac{F_{щ}+F_{гофр}}{0{,}785}+(D_{п.т}+2\delta)^2}$	0,4356
Высота щели $h_{щ}$, м	$\frac{D_1-D_{п.т}-2\delta}{2}$	0,003
Скорость воздуха в смесителе в первом приближении $W'_{см}$, м/с	Принято	55
Коэффициент сопротивления смесителя $\xi^{в}_{см}$	$3{,}3\left[\frac{F_{отв}}{F_{к.к}}\left(\frac{W_{п.т}}{W_{см}}\right)0{,}5\right]^{0{,}5}$ $\frac{F_{отв}}{F_{к.к}} = \frac{W_{подв.т}}{W_{см}} = \frac{10}{55}$	1,21
Скорость воздуха в отверстиях смесителя $W_{см}$, м/с	$\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma \xi^{в}_{см}}} = W'_{см}$	54,9
Проходная площадь смесителя $F_{см}$, м^2	$\frac{G_{см}}{\gamma_в W_{см}}$	0,0174
Диаметр отверстий смесителя в первом приближении $d'_{отв.см}$, м	$0{,}18D^{см}_{п.т}$	0,055
Число отверстий смесителя в первом приближении $n'_{отв}$	$\frac{F_{см}}{0{,}785 d^2_{отв.см}}$	7,32
Число отверстий смесителя $n_{отв.см}$	Принято	8

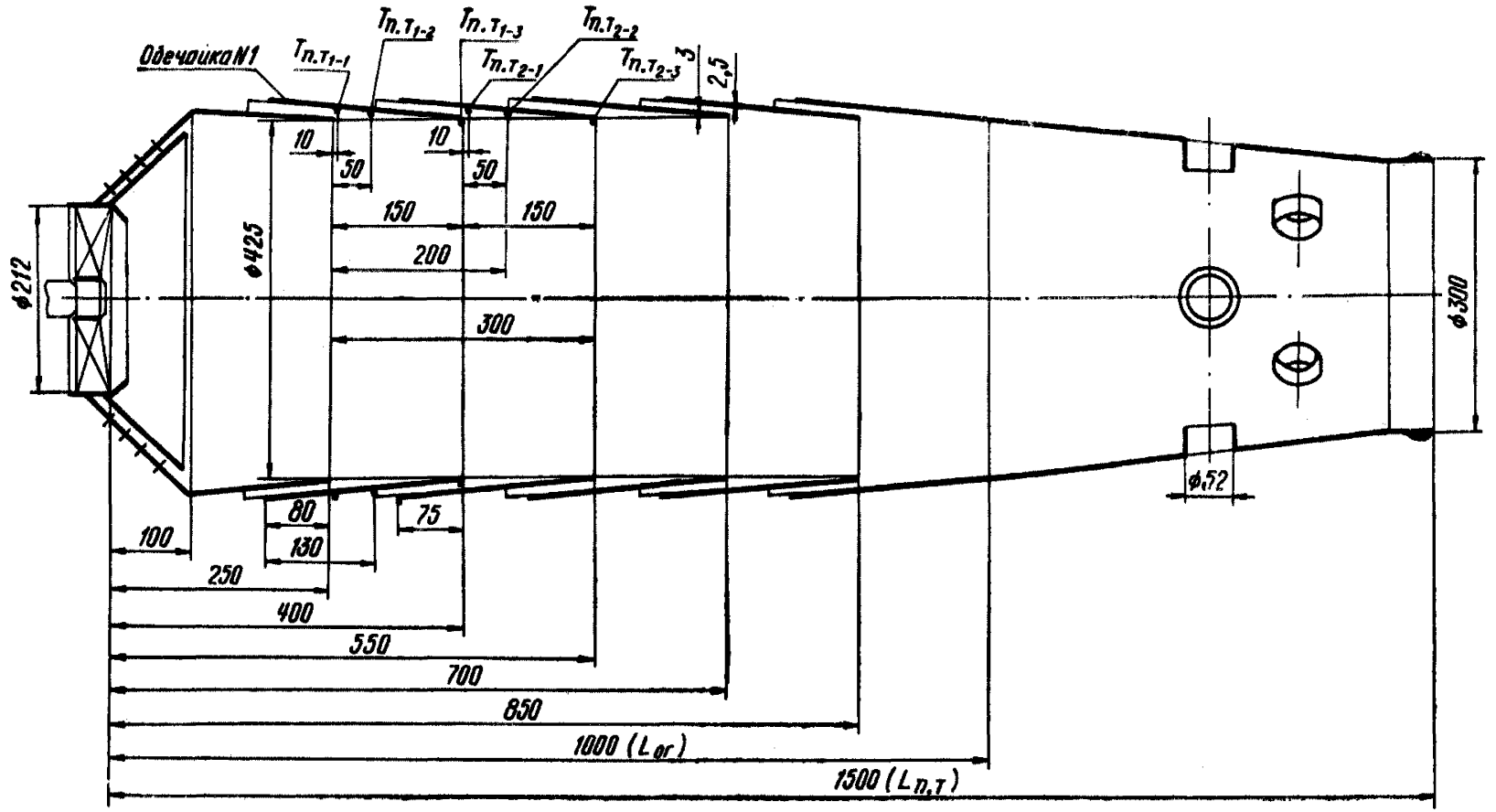
Продолжение табл. 14

Наименование величины	Расчетная формула	Результат
Диаметр отверстий смесителя $d_{отв.см}$	$\sqrt{\frac{F_{см}}{0{,}785 n_{отв.см}}}$	0,052
Относительный шаг между отверстиями смесителя $\frac{\pi D^{см}_{п.т}}{n d_{отв.см}}$	$\frac{\pi D^{см}_{п.т}}{n d_{отв.см}} \geqslant 2$	2,41
Глубина проникновения струй $h^{см}_{max}$, м	$\frac{K d_{отв.см} \sqrt{q}}{\left(1+\frac{G_{см}}{G_{снос}}\frac{\rho_{снос}}{\rho_{см}}\right)}$, где $q=\frac{\rho_{см} W^2_{см}}{\rho_{снос} W^2_{снос}}=10{,}6$; $W_{см}=55$ м/с, $\gamma_{см}=15{,}86$ кгс/м³, $W_{снос}=30$ м/с, $\gamma_{снос}=5$ кгс/м³ ($T=1600$ К)	0,135
Относительная глубина проникновения $\frac{h^{см}_{max}}{D^{см}_{п.с}}$	$\frac{h^{см}_{max}}{D^{см}_{п.т}}=0{,}4 \div 0{,}45$	0,42

Примечания.

1. При расхождении полученных результатов с предварительно принятыми в первом приближении необходимо произвести корректировочный расчет.
2. На основе проведенного конструктивно-гидравлического расчета производится конструирование пламенной трубы. Результаты разработки конструкции приведены на черт. 32.

Пламенная труба типа ГТ-100



Черт. 32

18.5. Расчет температуры стенки пламенной трубы

18.5.1. Данные по лучистому теплообмену между факелом и стенкой приведены в табл. 15.

Таблица 15

Наименование величины	Формула	Сечения по длине					
		1	2	3	4	5	6
Расстояние от обреза регистра L_i, м	—	0,250	0,400	0,550	0,700	0,850	1,00
Относительное расстояние l_i	$\frac{L_i}{L_{\text{огн}}}$	0,25	0,400	0,550	0,700	0,850	1,0
Эффективная температура факела (в первом приближении) $T_{\text{ф.эф}}$ К	$T_{\text{ф.эф}} = T_{\text{т}}$	—	—	—	—	—	$T_{\text{т}}$=2175
Объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания r_{RO_2}	$r_{RO_2} = \frac{v_{RO_2}}{v_{\text{г}}}$	—	—	—	—	—	0,199
Объемная доля водяных паров в продуктах сгорания r_{H_2O}	$r_{H_2O} = \frac{v_{H_2O}}{v_{\text{г}}}$	—	—	—	—	—	0,089
Коэффициент ослабления луча трехатомными газами в конечном сечении $k_{\text{г}}$*, 1/м	$\left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p\,(r_{H_2O} + r_{RO_2})\,D_{\text{п.т}}}} - 1\right) \times \left(1 - 0{,}37\,\frac{T_{\text{ф.эф}}}{1000}\right) \times (r_{H_2O} + r_{RO_2})\,p$	—	—	—	—	—	0,587
Коэффициент ослабления луча трехатомными газами в промежуточных сечениях $k_{\text{г}}$, 1/м	$(0{,}94 + 0{,}06 l_i)\,k_{\text{г}}$*	0,561	0,566	0,571	0,576	0,582	0,587

Продолжение табл. 15

Наименование величины	Формула	Сечения по длине					
		1	2	3	4	5	6
Коэффициент ослабления луча сажистыми частицами k_c, 1/м	$\frac{ap^n}{T_т}\left(0{,}1+\frac{1{,}85}{\alpha_l}\right)\times(1{,}6\cdot10^{-3}T_г-0{,}5)\left(\frac{C}{H}\right)^2$	17,3	11,5	7,16	5,08	3,4	1,703
Средний коэффициент ослабления луча в объеме факела $k_{ср}$, 1/м	$\frac{1}{6}\sum_1^6(k_c+k_г)_i$	8,26					
Средняя степень черноты факела в объеме пламенной трубы $e_ф$	$1-e^{-k_{ср}S_{эф}};\ S_{эф}=4\frac{V}{F}=0{,}35$	0,944					
Число Во	$\frac{\eta_{сгВт}\,\Sigma\overline{vc}\,/\frac{T_т}{T_в}}{\sigma\varepsilon_ф T_т^3 F}$	10,91					
Эффективная температура факела при $e=1$ $T^*_{ф.эф}$, К	$\frac{T_{ф.эф}}{T_т}=f(\text{Во})$	1785					
Коэффициент неравномерности температуры в сечении ξ	$\frac{1}{1-(1-l)\left(\frac{T_т^{\alpha=1}-T^*_{ф.эф}}{T_т^{\alpha=1}}\right)}$	1,22	1,17	1,12	1,08	1,04	1,0
Коэффициент	$1-e^{-\frac{0{,}7}{1-\sqrt{l}}}$	0,753	0,853	0,933	0,986	1,0	1,0
Эффективная температура факела в сечениях $T_{ф.эф}$, К	$\xi T^*_{ф.эф}\left(1-e^{-\frac{0{,}7}{1-\sqrt{l}}}\right)$	1640	1780	1865	1900	1856	1785

Продолжение табл. 15

Наименование величины	Формула	Сечения по длине					
		1	2	3	4	5	6
Коэффициент ослабления луча сажистыми частицами k_{c_1}, 1/м	$\frac{ap^n}{T_{ф.эф}}\left(0{,}1+\frac{1{,}85}{\alpha_I}\right)(1{,}6\cdot10^{-3}T_{ф.эф}-0{,}5)\left(\frac{C}{H}\right)^2$	16,3	11,1	6,94	4,9	3,3	1,64
Коэффициент ослабления трехатомными газами в конечном сечении $k_г^*$, 1/м	$\frac{0{,}78+1{,}6r_{H_2O}}{\sqrt{p(r_{H_2O}+r_{RO_2})D_{п.т}}}-0{,}1)\left(1-0{,}37\frac{T_{ф.эф}}{1000}\right)(r_{H_2O}+r_{RO_2})p$	—	—	—	—	—	1,02
Коэффициент ослабления луча трехатомными газами в промежуточных сечениях $k_{г_i}$ 1/м	$(0{,}94+0{,}06l)k_г^*$	0,974	0,983	0,992	1,0	1,01	—
Степень черноты факела в сечении $a_ф$	$1-e^{-(k_c+k_г)D_{п.т}}$	0,999	0,995	0,966	0,918	0,839	0,677

18.5.2. Данные конвективного теплового потока с наружной стороны $q_2=d_2\varphi\,(T_{п.т}-T_в)$ даны в табл. 16.

Таблица 16

Наименование величины	Формула	Сечения по длине		
		$T_{п.т_{1-1}}$	$T_{п.т_{1-2}}$	$T_{п.т_{1-3}}$
Неперекрытый участок				
Расстояние от начала обечайки x, м	—	0,08	0,13	—
Коэффициент теплоотдачи снаружи α_2, $\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot °C}$	$\alpha_2 = 0{,}035 \frac{\lambda}{x} \left(\frac{W_в x}{\nu_р}\right)^{0,8}$, $W = 10$ м/с	496	449	—
Коэффициент φ	По табл. 5	1	1	—
Кольцевой канал				
Расстояние от входа в канал x, м		0,01	0,05	0,075
Эквивалентный диаметр кольцевого канала $d_э$, м	$d_э = \frac{4f}{U}$	0,0032	0,0032	0,0032
Коэффициент φ	$\varphi = 1 + 0{,}13 \frac{2L}{\pi D}$	1,282	1,282	1,282
Коэффициент C'	По графику черт. 27	0,027	0,0225	0,022
Коэффициент теплоотдачи в канале α_2, $\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot °C}$	$\alpha_2 = C' \frac{\lambda}{d_э} \left(\frac{W_в d_э}{\nu_р}\right)^{0,8}$	2202	1835	1794

18.5.3. Данные конвективного теплового потока с внутренней стороны обечайки $q_{1_{конв}} = \alpha_1 (T_ж - T_{п.т})$ приведены в табл. 17.

Таблица 17

Наименование величины	Формула	Сечения по длине					
		$T_{п.т_1-1}$	$T_{п.т_1-2}$	$T_{п.т_1-3}$	$T_{п.т_2-1}$	$T_{п.т_2-2}$	$T_{п.т_2-3}$
Температура охлаждающего воздуха на выходе из щели $T_{щ}$, К	$T_{в} + \frac{\alpha_{2ср}(T_{п.т} - T_{в}) F_{об}}{3600 G_{щ} c_{рв}}$	573	—	—	573	—	—
Удельный вес воздуха γ, кг/м³	$\gamma_1 = \frac{1 \cdot 293 \cdot 273 p_{в}}{T_{щ}}$	15,53	—	—	15,53	—	—
Скорость истечения воздуха на выходе из щели $W_{щ}$, м/с	$\frac{G_{щ}}{\gamma_1 F_{щ}}$	40,0	—	—	40,0	—	—
Температура среды, окружающей струю охлаждающего воздуха на выходе из 1 щели $T_{с}$, К	$0,7 T_{ф}$	1148	—	—	—	—	—
Скорость окружающей среды в районе 1 щели $W_{с}$, м/с	$1,85 W_{ср} = 1,85 \frac{G_1}{F_{п.т} \gamma_т}$	20,28	—	—	—	—	—
Отношение температур θ_0	$\frac{T_{щ}}{T_{с}}$	0,459	—	—	—	—	—
Отношение скоростей m	$\frac{W_{с}}{W_{щ}}$	0,520	—	—	—	—	—
Отношение y_1/y_2	По графику, черт. 28	0,7	—	—	—	—	—
Длина начального участка $x_{н}$, м	$\left(h_{щ} + \frac{\Delta}{2}\right) = z (x_{н} + a_{пол}) \times \frac{y_1 / y_2}{1 + y_1/y_2} + 0,37 x_{н} \times \left(\frac{\nu_{в}}{W_{щ} x_{н}}\right)$		0,0215	—	—	—	—
	$a_{пол} = \frac{\Delta}{z} = \frac{0,0025}{0,3} = 0,083$						

Продолжение табл. 17

Наименование величины	Формула	Сечения по длине					
		$T_{п.т_{1-1}}$	$T_{п.т_{1-2}}$	$T_{п.т_{1-3}}$	$T_{п.т_{2-1}}$	$T_{п.т_{2-2}}$	$T_{п.т_{2-3}}$
	$h_{щ} = 0{,}003$ м $l_{пер}=0$, так как течение в закрытом канале						
Длина переходного участка $x_п$, м	$1{,}2x_н$		0,026		—	—	—
Толщина внутреннего пограничного слоя в переходном участке $\delta_п$, м	$0{,}37x_{п_1}\,\mathrm{Re}_x^{-0{,}2}$		0,000688		—	—	—
Толщина струйного пограничного слоя в переходном участке $b_{п_1}$, м	$zx_{п_1}$		0,0078		—	—	—
Коэффициент a_1	$\dfrac{0{,}361+\dfrac{\delta_{п_1}}{b_{п_1}}}{0{,}722+\dfrac{\delta_{п_1}}{b_{п_1}}}$		0,55		—	—	—
Расстояние от 1 щели x, м		0,01	0,05	0,15	0,16	0,2	0,3
Градиент температуры ψ_1, К/м	$\dfrac{T_{c_{1-3}}-T_{c_{1-1}}}{\Delta l_1[\varkappa_1(1-a_1)+1]}\times$ $\times\left[\varkappa_1(1-a_1)-\right.$ $\left.-\dfrac{0{,}082}{0{,}368+0{,}778\dfrac{\delta_{п_1}}{b_{п_1}}}\right]$		134		—	—	—

Продолжение табл. 17

Наименование величины	Формула	Сечения по длине					
		$T_{п.т_{1-1}}$	$T_{п.т_{1-2}}$	$T_{п.т_{1-3}}$	$T_{п.т_{2-1}}$	$T_{п.т_{2-2}}$	$T_{п.т_{2-3}}$
Температура на внешней границе внутреннего пограничного слоя T_{δ}, К	$(T_{ш} - T_{c\|x=0} - \psi_1 x) \times \times \left(\frac{x_{n_1}}{x}\right)^{n(1-a_1)} + T_{c_1\|x=0} + \psi_1 x$	—	730	934			
Градиент температуры ψ', К/м	$\frac{T_{ф_1} - T_c}{l_{усл}[n(1-a_1)+1]} \times \times \left(n(1-a_1) - \left[\frac{0{,}082}{0{,}0368+0{,}778\frac{\delta_{n_1}}{b_{n_1}}}\right]\right.$					491	
Температура на внешней границе внутреннего пограничного слоя T_c, К	$(T_{ш_1} - T_{c1-1} - \psi' x) \times \times \left(\frac{x_{n_1}}{x}\right)^{n(1-a_1)} + T_{c_{1-1}} + \psi' x$				573	1071	1166
Скорость воздуха на границе внутреннего пограничного слоя W_{δ_1}, м/с	$W_{ш}\left(\frac{x_{n_1}}{x_1}\right)^{a_1}$	40,0	28,24	15,2	40,00	12,92	10,36
Критерий Re''_x	$\frac{W_{\delta_1} x}{\nu_p}$	196080	459930	496730	—	—	—
Критерий Nu''_x	$C(Re_x'')^{0,8}$	437	1293	1369	—	—	—
Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны стенки пламенной трубы α_1, $\frac{ккал}{м^2 \cdot ч^\circ \cdot К}$	$Nu_x'' \frac{\lambda_1}{x}$	1673	1196	515	—	—	—

18.5.4. Определение температуры пламенной трубы по обечайке, расположенной за первой щелью, дано в табл. 18.

Таблица 18

Наименование величины	Формула	Сечения по длине		
		$T_{п.т_{1-1}}$	$T_{п.т_{1-2}}$	$T_{п.т_{1-3}}$
Расстояние выхода из 1 щели x, м		0,01	0,05	0,15
Степень черноты факела $\varepsilon_ф$	Из расчета	0,999	0,997	0,995
Степень черноты стенки $\varepsilon'_{п.т}$	Черт. 24	0,875	0,92	0,9
$\varepsilon_{пр}$	$\dfrac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_{п.т}}+\dfrac{1}{\varepsilon_к}-1}$	0,666	0,667	0,667
Температура факела $T_{ф.эф}$, К	Из расчета	1640	1690	1780
Температура корпуса $T_к$, К	Черт. 25	600	600	600
Коэффициент теплоотдачи снаружи α_2, $\dfrac{ккал}{м^2 \cdot К \cdot ч}$	Из расчета	496	449	1794
Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны стенки α_1, $\dfrac{ккал}{м^2 \cdot К \cdot ч}$	Из расчета	1673	1196	515
Температура пламенной трубы $T_{п.т}$, К	$\varepsilon_0\varepsilon'_{п.т}\varepsilon_ф (T^4_{ф.эф} - T^4_{п.т}) = \alpha_1 (T_{п.т} -$	703	873	827
°С	$- T_о) + \varepsilon_0\varepsilon_{пр}(T^4_{п.т} - T^4_к) +$	430	600	554
	$+ \alpha_2\varphi (T_{п.т} - T_в)$			

Вторая и последующая обечайки рассчитываются аналогично, принимая $T_{c_i} = T_{э_{i-1}}$ и $W_{c_i} = W_{э_{i-1}}$ из расчета предыдущей обечайки.

18.6. Расчет выгорания жидкого топлива приведен в табл. 19.

Таблица 19

Наименование величины	Расчетная формула	Численные значения		
Расчетное сечение пламенной трубы L/D	Принимаем	0 4	0,9	2,5
Длина зоны ΔL, м	$[(L/D)_n - (L/D)_{n-1}]\, D_{п.т}$	0,162	0,203	0,650
Полнота выгорания в зонах $\eta_{сг}$	Принято	0,72	0,93	0,99
Расход продуктов сгорания $G_п$, м³/с	$G_v + \frac{m}{n} G_{охл} + B_т$	8,9	14,5	20,1
Избыток воздуха местный $\alpha^п$	$\frac{G_п - B_т}{L_0 B_т}$	1,15	2,00	2,74
Температура факела $t_ф$, °С	По формуле (140)	1710	1410	1140
Плотность газов $\rho_г$, кг/м³	$\rho_г = \frac{273}{273 + t_ф} P$	4,23	4,99	5,94
Время пребывания в зоне сечений $\Delta\tau_{пр} \cdot 10^3$, с	$\frac{\Delta L_{п.т} F_{п.т} \rho_1}{G_п}$	9,97	9,10	24,5
Начальный максимальный размер капли $\sigma_{0_1} \cdot 10^6$, м	$C\sqrt{\frac{M}{\Delta p}}$	310	—	—
Расчетный параметр $\Delta\tau/\sigma^2_{0_1} \cdot 10^5$, с/м²	$\Delta\tau/\sigma^2_{0_1}$	1,04	1,68	2,10
Относительный размер капли в зонах x	Черт. 20	0,75	0,62	0,60
Размер капли в конце зоны δ_n, м	$x\delta_{0_1\,max}$	232	144	86
Время полного испарения оставшейся части капли $\tau_{исп}$, с	$\delta^2_{0ск}\left(\frac{\tau}{\delta^2_{0ск}}\right)$ при $x = 0 \rightarrow$	0,00259	—	—

Продолжение табл. 19

Наименование величины	Расчетная формула	Численные значения		
Суммарное время горения $\tau_{гор} \cdot 10^3$, с	$\tau_{пр_1} + \tau_{пр_2} + \tau_{пр_3} + \tau_{исп}$	—	46,2	—
Время пребывания газов до сечения $\tau_{пр} \cdot 10^3$, с	$\tau_{пр_1} + \cdots + \tau_{пр_3}$	9,97	19,07	43,6
Отношение времени пребывания ко времени горения $\frac{\tau_{пр}}{\tau_{гор}}$	$\tau_{пр}/\tau_{гор}$	0,216	0,437	0,943
Коэффициент полноты выгорания $\eta_{сг}$	$1 - e^{-6\frac{\tau_{пр}}{\tau_{гор}}}$	0,727	0,918	0,996

Примечание. Отклонение расчетных значений полноты выгорания от принятых не превышает 5%, поэтому расчет повторять не следует.

19. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА КАМЕР СГОРАНИЯ ГТУ, РАБОТАЮЩИХ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

19.1. Назначение условия работы и общие требования к топливной аппаратуре камер сгорания ГТУ [49].

19.1.1. Для возможности эффективного преобразования химической энергии топлива в тепловую (при сжигании в камере сгорания) жидкое топливо подвергается распыливанию, с помощью форсунок. Форсунки, являясь одной из важнейших частей камеры сгорания, должны совместно со стабилизирующими и турбулизирующими элементами камеры сгорания обеспечивать удовлетворительное смесеобразование и практически полное сжигание топлива во всем диапазоне режимов работы камеры сгорания в составе ГТУ. Форсунки рассчитываются на длительную (не менее 2000 ч) эксплуатацию в составе камер сгорания при очень незначительных изменениях во времени их расходных и дисперсионных характеристик. Одновременно необходимо обеспечить достаточную идентичность в комплекте форсунок для камер сгорания ГТУ, характеристик по расходу, орошению и углу распыла; причем отступления от идентичности указанных характеристик для комплекта форсунок не должны значительно возрастать во времени.

Форсунки, как и другая топливная аппаратура, должны проектироваться и изготовляться как сборный узел, допускающий периодические чистки и замену изношенных деталей.

19.1.2. Топливная аппаратура, употребляемая в камерах сгорания ГТУ, делится на основную и вспомогательную.

К основной топливной аппаратуре относятся рабочие форсунки, распределители топлива (в случае употребления сложных форсунок — 2 и 3-ступенчатых) и дозаторы.

К вспомогательной топливной аппаратуре относятся блоки зажигания, в которые входят пусковые форсунки, свечи пусковые фильтры рабочие и дренажные клапаны.

19.1.3. Рабочие форсунки могут быть нескольких видов:

— простые механические (одноступенчатые);

— сложные механические (многоступенчатые);

— форсунки со сливом топлива из камеры закручивания;

— воздушно-механические (паромеханические);

— воздушные.

19.1.4. Распределители топлива подразделяются на:

— автоматические (АРТ), задающие расход топлива на вторую и другие ступени форсунок однозначно от величины давления топлива перед первой ступенью;

— приводные (ПРТ), осуществляющие отсечку топлива и задающие расход топлива на вторую и другие ступени форсунок и непосредственно связанные с системой регулирования ГТУ.

19.1.5. Дозаторы — устройства, принудительно уравнивающие расход топлива через форсунки комплекта.

19.1.6. Блоки зажигания подразделяются на:

— блоки зажигания, использующие перепад давления на пламенной трубе;

— факельные блоки зажигания, использующие автономный источник воздуха повышенного давления.

19.1.7. Пусковые форсунки подразделяются на механические и пневматические (паровые).

19.1.8. Пусковые свечи в зависимости от способа подвода энергии для зажигания горючей смеси подразделяются на калильные и искровые.

19.1.9. Фильтры рабочие по конструктивным признакам фильтрующего элемента подразделяются на:

— сетчатые;

— щелевые (которые в свою очередь делятся на фильтры пластинчатые и проволочные);

— со сменным элементом (бумажные и др.);

— керамические;

— ротативные.

19.1.10. Дренажные клапаны по конструктивным особенностям подразделяются на:

— автоматические, при употреблении которых эвакуация топлива происходит при уравнивании давления в камере сгорания и окружающей среде. При наличии избыточного давления в полости камеры сгорания автоматические клапаны закрывают дренажное отверстие.

— приводные, при употреблении которых эвакуация топлива при неудачном пуске происходит принудительно (привод осуществляется от системы автоматического регулирования ГТУ).

19.2. Выбор типа рабочих форсунок и их проектирование начинаются с оценки необходимой кратности регулирования расхода топлива в установке. Кратностью регулирования K называется отношение максимального расхода топлива к минимальному в пределах рабочих режимов ГТУ:

$$K = \frac{B_{max}}{B_{min}}. \qquad (191)$$

Сведения о максимальном и минимальном расходах топлива берутся из теплового расчета установки. Если система сжигания выбрана такой, что все форсунки работают на всех режимах работы установки, то K установки соответствует K отдельной рабочей форсунки.

В системах с количественным регулированием этого соответствия нет.

В обычно применяемых топливных системах ГТУ максимальное давление топлива ограничено возможностями насосов и редко превышает 50—80 кг/см^2. При этом надо учесть, что на форсунке срабатывается только разность между давлением топлива за системой регулирования и давлением в камере сгорания. Кроме того, сле-

дует учитывать и давление, срабатываемое в системе регулирования. Таким образом перепад давления $\Delta p_{р.ф} = \Delta p_{п} - \Delta p_{к.с} - \Delta p_{с.р}$. Эта величина в современных ГТУ составляет 35—50 кг/см^2.

Минимальный перепад давления на форсунке лимитируется качеством распыла, его угрублением и ухудшением смесеобразования при снижении перепада давления на форсунке. Обычно минимальный перепад давления на форсунке механического распыла редко бывает ниже 3—10 кг/см^2. Для простой одноступенчатой механической форсунки, в которой расход меняется пропорционально квадрату перепада давления, $K = 2 \div 4$. Угол распыла такой форсунки практически не меняется. С целью увеличения глубины регулирования употребляются более сложные форсунки.

Для двухступенчатой форсунки с общим соплом K равно 3—8 и лимитируется размером тангенциальных каналов ступени малого расхода и изменением угла распыла при включении второй ступени.

Для двухступенчатой форсунки с раздельными соплами K равно 5—12 и лимитируется размерами сопла I ступени, размерами его тангенциальных каналов и возможностью согласования угла распыла каналов малого и полного расхода. Угол распыла такой форсунки практически не изменяется при включении второй ступени.

Для форсунки со сливом топлива из камеры закручивания глубина регулирования достигает 20—25 и лимитируется только возможностью системы регулирования форсунками по открытию необходимых сечений на сливе топлива.

Такие форсунки имеют наибольшую глубину регулирования из всех известных механических форсунок и могут работать даже при постоянном перепаде давления на форсунки. Этим форсункам присуще существенное изменение корневого угла — его увеличение при уменьшении расхода топлива, что не всегда согласуется с требованием смесеобразования. Кроме того, такие форсунки требуют переразмеренной насосной системы.

У воздушно-механических (или паромеханических) форсунок глубина регулирования достигает высоких значений, так как на режимах малых расходов распыл осуществляется подачей второй рабочей среды — воздуха или пара. Недостатком такой системы является необходимость применения второй среды определенных параметров и сохранение топливной системы высокого давления.

Форсункам воздушного (или парового) распыла также присуща большая глубина регулирования, которая достигается за счет значительного расхода на всех режимах второй рабочей среды (воздуха или пара). Топливная система для таких форсунок имеет низкое давление. Выбор типа рабочих форсунок производится при сопоставлении потребностей установки и возможностей того или иного типа форсунок, при этом предпочтение отдается более простому типу.

Переход к более сложному типу форсунок оправдан лишь в случае, если более простая система не обеспечивает установке нужной кратности регулирования.

19.3. Технические требования к распыливающим элементам и контролируемые параметры форсунок

19.3.1. Для нормальной работы камер сгорания в составе газотурбинной установки необходимо не только соответствие угла распыла и дисперсности распыла топлива форсунками условиям смесеобразования в камерах сгорания в пределах от пускового до номинального режимов, но и достаточно равномерное распределение топлива в факеле по окружности при идентичности расходных характеристик отдельных форсунок в пределах комплекта форсунок.

19.3.2. В комплекте форсунок максимальный разброс расходных характеристик ΔB новых распылителей для блочных камер не должен превышать $2\pm0{,}5\%$, а в процессе эксплуатации — $4\pm1\%$.

19.3.3. Максимальный разброс по углу раскрытия топливного факела $\Delta\varphi$ должен быть не более $5\pm1{,}5°$ для комплекта новых распылителей, а в процессе эксплуатации — $10\pm2°$.

19.3.4. Максимальный разброс неравномерности орошения (замеренной на 12-секторной установке) должен быть в пределах $\delta \leqslant 10\pm2\%$ для новых распылителей, а находящихся в эксплуатации — $\delta \leqslant 15\pm3\%$.

19.3.5. Расходные характеристики комплектов форсунок с новыми распылителями могут отличаться от номинальных расходных характеристик ГТУ в пределах $0{,}97 \leqslant B_{\text{т.ном}} \leqslant 1{,}1$, а для форсунок с распылителями, находящимися в процессе эксплуатации, — в пределах 0,95—1,15.

19.3.6. Факел, образуемый распылителями форсунок, не должен «усить». Кроме стандартных давлений, проверка на «усение» производится на давлении 4 кг/см^2.

19.3.7. Определение всех характеристик производятся на дизельном топливе (ГОСТ 4749—49) при температуре $20\pm5°$.

19.4. Требования к изготовлению распыливающих элементов форсунок ГТУ

19.4.1. Для обеспечения работоспособности форсунок, минимального разброса их характеристик по расходу, углу распыла, равномерности орошения, дисперсности распыла, а также воспроизводимости этих характеристик при переборках и длительной эксплуатации распылители форсунок должны изготовляться с учетом высоких требований к качеству обработки поверхностей, допускам на размеры и отклонения от перпендикулярности, соосности, параллельности и др., а также к обеспечению при сборке соответствующих посадок.

19.4.2. Предельные отклонения размеров выходных сопел, тангенциальных каналов и радиуса закрутки выполняются по 1 классу точности в системе отверстия.

19.4.3. Допуски на неплоскостность задаются из условия получения 3—4 линий при проверке на интерференционном стекле, шероховатость этих поверхностей — ▽ 12.

19.4.4. Непараллельность уплотняющих плоскостей задается в пределах 0,005 мм.

19.4.5. Шероховатость поверхностей, образующих выходную кромку сопел, — ▽ 10.

19.4.6. Шероховатость поверхностей тангенциальных каналов — ▽ 6 ÷ ▽ 7 (▽ 6 — для закрытых каналов).

19.4.7. Шероховатость поверхностей камеры закручивания — ▽ 9.

19.4.8. Шероховатость поверхностей, где в результате посадки необходимо получить уплотнение, — ▽ 10.

19.4.9. Шероховатость прочих поверхностей — ▽ 6 ÷ ▽ 7.

19.5. Топливная система ГТУ и требования к фильтрации топлива

19.5.1. Материалы для изготовления топливной системы ГТУ должны слабо подвергаться коррозии.

19.5.2. Топливная система должна содержать необходимое количество фильтров для обеспечения надежной и бесперебойной эксплуатации ГТУ.

19.5.3. Баки должны быть снабжены устройствами, исключающими попадание в них воды, пыли, грязи,

19.5.4. Топливная система и топливные баки должны быть надежно заземлены.

19.5.5. Диаметры трубопроводов выбираются из условия обеспечения скорости топлива 0,5—1 м/сек.

19.5.6. В непосредственной близости к форсункам (или в форсунках) предусматриваются фильтры безопасности с размером фильтрующей ячейки 0,3 размера дозирующего канала в распылителе.

19.5.7. Топливная система в зависимости от типа топливной аппаратуры снабжается 2- или 3-ступенчатыми фильтрами.

Ячейки I ступени (грубой) очистки должны быть в пределах 0,4—0,5 мм. Ячейка в фильтре II ступени — 0,15 ÷ 0,2 размера минимального дозирующего канала форсунки.

При необходимости снижения износа распылителей топливная система снабжается III ступенью фильтрации — фильтром тонкой очистки с размером ячейки, равным 0,05 размера минимального дозирующего канала.

В случае, если топливо является рабочей жидкостью в системе регулирования ГТУ, III ступень очистки должна иметь размеры фильтрующих ячеек 0,3δ, где δ — минимальный зазор в плунжерной паре.

Если топливная система содержит дозаторы перед рабочими форсунками, то размер фильтрующей ячейки фильтра II ступени фильтрации должен быть 20—30 мкм, а фильтра тонкой очистки ячейки 5 мк.

Для резкого уменьшения износа форсунок рекомендуется после очистки топливной системы от грязи перейти на следующие размеры фильтрующих ячеек:

в фильтре II ступени — 50÷70 мкм;

в фильтре III ступени — 20 мкм.

19.5.8. Для нормальной работы фильтров площадь фильтрующего элемента должна быть выбрана из условия обеспечения скорости прохождения топлива, отнесенной к полной поверхности фильтрующего элемента 0,01—0,015 м/с.

ПРИЛОЖЕНИЕ К РТМ 24.022.11—74

Справочное

ЛИТЕРАТУРА

1. Расчет и проектирование камер сгорания ГТУ. «Труды ЦКТИ», вып. 75. Л., 1967.

2. Горбунов М. Г. Выбор параметров и расчет основных камер сгорания ГТД. М., 1972. (МАИ им. Орджоникидзе).

3. Кузнецов Л. А. Камеры сгорания стационарных газотурбинных установок. Л., Машгиз, 1959.

4. Камеры сгорания газотурбинных установок. Под ред. Я. П. Сторожука. М., ЦБТИ, 1963.

5. Сторожук Я. П. Исследование работы многорегистровых камер сгорания газотурбинных установок на жидком топливе. — «Энергомашиностроение», 1962, № 3; «Теплоэнергетика», 1964, № 1; 1966, № 3; Отчет ЦКТИ № 0—3179, 1961.

6. Сторожук Я. П. Рекомендации по расчету и проектированию камер сгорания ГТУ на жидком и газообразном топливе. Отчет ЦКТИ № 0—4505, 1965.

7. Основы проектирования и характеристики газотурбинных двигателей. Под ред. Хауторна У. Р. и Олсона У. Т. М., «Машиностроение», 1964.

8. Нарежный Э. Г., Сударев А. В. Камеры сгорания для судовых газотурбинных установок. Л., «Судостроение», 1973.

9. Пчелкин Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1973.

10. Кругов В. Б., Чернин Х. Н. Испытание и наладка камеры сгорания блока В/Д ГТ-100-750 на газообразном топливе на стенде ТЭЦ-17. Отчет ЦКТИ № 0—5748, 1968.

11. Кругов В. Б., Сторожук Я. П. Исследование и доводка камер сгорания блоков ВД и НД ГТ-100-750-2 на Краснодарской ТЭЦ. Отчет ЦКТИ № 0—7091, 1971.

12. Сударев А. В., Маев В. А., Веселовский В. М. Газотурбинные камеры сгорания конструкции НЗЛ. «Труды НЗЛ. Турбо- и компрессоростроение». Л., «Машиностроение», 1970.

13. Сторожук Я. П., Антоновский В. И., Кругов В. Б. Исследования, проведенные в ЦКТИ в области камер сгорания ГТУ. «Труды ЦКТИ», вып. 50. Л., 1964.

14. Сторожук Я. П. Исследование рабочего процесса и разработка методов расчета высокофорсированных топочных камер. (Дис. на соиск. учен. степени докт. техн. наук). Л., 1969.

15. Сторожук Я. П., Кругов В. Б., Антоновский В. И. Авторское свидетельство № 190725, 1963.

16. Сторожук Я. П., Кругов В. Б. Разработка и исследование камеры сгорания для высокотемпературной турбины ГТ-2,5-1200° С. Отчет ЦКТИ, № 060204, 1962.

17. Сторожук Я. П., Кругов В. Б. Авторское свидетельство № 243326, 1969.

18. Кругов В. Б., Сторожук Я. П. Разработка и исследование камеры сгорания на газомазутном топливе для ПГУ-200 Невинномысской ГРЭС. Отчет ЦКТИ № 0—4813, 1967.

19. Христич В. А., Шевченко А. М., Чернин Е., Чебаненко Н. И. Исследование эффективности охлаждения перфорированной пламен-

ной трубы газотурбинного типа с внутренней гофрированной вставкой. — «Теплоэнергетика», 1966, № 7.

20. Черкун Ю. П., Денежкин А. М. Наладочные испытания и исследование камер сгорания ГТ-35 блока ПГУ-200 Невинномысской ГРЭС. Отчет ЦКТИ № 0—7946, 1973.

21. Чебаненко Н. И. Авторское свидетельство № 168213. Бюллетень изобретений № 4, 1965.

22. Христич В. А., Чернин Х. Н. и др. Некоторые результаты исследования и наладки камер сгорания ГТУ ГТ-25-700 и ГТН-9-750 ЛМЗ. — «Теплоэнергетика», 1965, № 2.

23. Асосков В. А., Шестаков Н. С. Испытание камеры сгорания газотурбинной установки ГТН-9-750 на стенде ТЭЦ-17. Отчет ЦКТИ № 0—4658, 1965.

24. Асосков В. А., Шестаков Н. С. Участие в доводочных работах и испытаниях камер сгорания ГТ-25-700-2 на газообразном и жидком топливе на Якутской ГРЭС. Отчет ЦКТИ № 0—7243, 1972.

25. Сторожук Я. П., Асосков В. А. Авторское свидетельство № 200964, 1966.

26. Кругов В. Б., Тараканов ский А. А. Доводка и испытание в стендовых условиях пламенных труб ГТ-100-750-2. Отчет ЦКТИ № 0—7181, 1972.

27. Нарежный Э. Г., Сударев А. В. К расчету охлаждения пламенной трубы газотурбинной камеры сгорания с завихрителем вторичного воздуха. — «Теплоэнергетика», 1969, № 2.

28. Сударев А. В. Теплоотдача воздушного потока при закрученном движении в трубе за кольцевым завихрителем. — «Труды ЛКИ», вып. 14. Л., «Судпромгиз», 1968.

29. Сударев А. В., Маев В .А. Газотурбинные камеры сгорания с закрученным движением воздушных потоков. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1968.

30. Сударев А. В. Определяющая температура при охлаждении пламенной трубы газотурбинной камеры сгорания закрученной турбулентной струей воздуха. — «Энергомашиностроение», 1971, № 1.

31. Замазий И. О. Исследование смесителей камер сгорания ГТУ. Отчет ЦКТИ № Нр-10817, 1957.

32. Асосков В. А., Шестаков Н. С. Исследование работы камеры сгорания и проточной части ГТУ-15 при сжигании предварительно обработанных мазутов. Отчет ЦКТИ № 0—7544, 1973.

33. Сторожук Я. П. Требования, предъявляемые к сжиганию мазутов в камерах сгорания ГТУ и парогенераторов (ПГУ). — «Энергомашиностроение», 1969, № 4.

34. Асосков В. А., Кухто Н. К., Мурашов А. Ф. Испытание и доводка камеры сгорания изделия М-3 на дистиллятном газотурбинном топливе. Отчет ЦКТИ № 0—5644, 1968.

35. Процессы горения. Под ред. Льюиса Б., Тейлор Х. С. М., Физматгиз, 1961.

36. Иванов Ю. В. Основы расчета и проектирования газовых горелок. М., Госэнергоиздат, 1963.

37. Христич В. А. и др. Авторское свидетельство № 168213, 1965.

38. Христич В. А., Любчик Г. Н. Исследование некоторых закономерностей развития диффузионной газовой струи в турбулентном следе трехмерного стабилизатора. — «Вестник КПИ. Теплоэнергетика», № 1, 1964.

39. Христич В. Д., Любчик Г. Н. Номограмма для расчета газогорелочных устройств. «Энергетика и энергетическая промышленность», 1964, № 4.

40. Христич В. А. и др. Авторское свидетельство № 170786, 1965.

41. Павлов В. А., Сторожук Я. П. Упрощенная методика оценки дисперсности распыливания жидкого топлива. — «Теплоэнергетика», 1966, № 2.

42. Шебалова З. А. Приближенный гидравлический расчет регистровых камер сгорания ГТУ. Отчет ЦКТИ № 0—3181, 1961.

43. Сторожук Я. П., Антоновский В. И. Исследование теплообмена в камерах сгорания ГТУ на жидком топливе. — «Теплоэнергетика», 1965, № 3.

44. Шебалова З. А. Экспериментальное исследование аэродинамики однорегистровых камер сгорания на жидком топливе в огневых условиях. Отчет ЦКТИ № 0—3805, 1963.

45. Шебалова З. А. Исследование аэродинамики однорегистровых камер сгорания в изотермических условиях. — «Энергомашиностроение», 1965, № 11.

46. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М., «Энергия», 1973.

47. Михайлов А. И. и др. Рабочий процесс и расчет камер сгорания газотурбинных двигателей. М., Оборонгиз, 1959.

48. Раушенбах Б. В. и др. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. М., «Машиностроение», 1964.

49. Лук-Зильберман И. А. Требования к изготовлению, комплектации, сборке и эксплуатации распыливающих элементов центробежных форсунок стационарных ГТУ. Основные положения проектирования и эксплуатации топливной системы для стационарных ГТУ. Отчет ЦКТИ № 0—7388, 1972.

50. Скубачевский Т. С. Авиационные газотурбинные двигатели. М., «Машиностроение», 1969.

51. Сторожук Я. П., Асосков В. А., Шестаков Н. С. Метод расчета выгорания тяжелого жидкого топлива. «Труды ЦКТИ», вып. 128. Л., 1975.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Принятые обозначения и сокращения	1
2. Общие положения	5
3. Основные характеристики камер сгорания	8
4. Классификация камер сгорания	9
5. Применяемые компоновки камер сгорания	10
6. Требования, предъявляемые к камерам сгорания	13
7. Основные требования к технологии изготовления и материалам элементов камер сгорания	13
8. Проектирование и выбор основных элементов камер сгорания	16
9. Топливо	40
10. Расчет основных параметров камер сгорания	44
11. Конструктивный расчет регистровых камер сгорания	49
12. Расчет основных соотношений камер сгорания со ступенчатым подводом воздуха	54
13. Расчет основных элементов камер сгорания	58
14. Гидравлический расчет камер сгорания	64
15. Методика гидравлического расчета камеры сгорания	70
16. Расчет выгорания жидкого топлива	74
17. Расчет температуры металла пламенных труб	81
18. Пример расчета одногорелочной, противоточной, комбинированной камеры сгорания блока высокого давления типа ГТ-100	101
19. Топливная аппаратура камер сгорания ГТУ, работающих на жидком топливе	119
Приложение. Литература	125

Редактор *Н. М. Чернецова.*

Техн. ред. *Н. П. Белянина.* Корректор *Г. Х. Макарова.*

Сдано в набор 28.03.75. Подписано к печ. 4.08.75. Формат бум. 60×90¹/₁₆.

Объем 8 печ. л. +1 вкл. Тираж 500. Заказ 254. Цена 1 р. 60 к.

ционно-издательский отдел ЦКТИ им. И. И. Ползунова.
194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.

gost.e-ecolog.ru