



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теплогаснабжэне і вентыляцыя»

В. В. Артихович
Е. А. Волчек

РАСЧЕТ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

Учебно-методическое пособие

Минск
БНТУ
2015

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

В. В. Артихович
Е. А. Волчек

РАСЧЕТ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

Учебно-методическое пособие
по курсовому и дипломному проектированию
для студентов специальности 1- 70 04 02
«Теплогазоснабжение, вентиляция
и охрана воздушного бассейна»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области строительства и архитектуры*

Минск
БНТУ
2015

УДК 696.2(075.8)

ББК 38.763я7

А86

Рецензенты:

В. А. Коротинский, Е. Н. Тишковец

Артихович, В. В.

А86 Расчет газовых горелок : учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальности 1-70 04 02 «Теплогасоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» / В. В. Артихович, Е. А. Волчек. – Минск : БНТУ, 2015. – 81 с.

ISBN 978-985-550-291-4.

Издание предназначено для студентов специальности 1-70 04 02 дневной и заочной форм получения образования и рекомендуется к использованию при выполнении курсового и дипломного проектов по газоснабжению. В пособии приводятся рекомендации по выбору рациональной конструкции горелочных устройств для различных газоиспользующих агрегатов. Изложены методические указания, примеры расчетов, справочные материалы по основным типам газогорелочных устройств в соответствии с программой дисциплины «Газоснабжение», утвержденной учебно-методическим объединением вузов Республики Беларусь по образованию в области строительства и архитектуры.

Учебно-методическое пособие может быть полезным для работников газовых проектных организаций.

УДК 696.2(075.8)

ББК 38.763я7

ISBN 978-985-550-291-4

© Артихович В. В., Волчек Е. А., 2015

© Белорусский национальный
технический университет, 2015

1. ВЫБОР ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ГАЗОИСПОЛЬЗУЮЩИХ АГРЕГАТОВ

Выбор рациональной конструкции газовых горелок и их размещение зависят:

- от назначения агрегата;
- его тепловой мощности;
- технологии нагрева и теплового режима, определяемого температурой, равномерностью и временем нагрева;
- требований по длине и светимости, предъявляемых к факелу;
- особенностей устройства рабочей или топочной камеры.

Правильно выбранная газовая горелка должна обеспечивать:

- подвод в зону горения требуемого количества газа и воздуха;
- их хорошее перемешивание;
- полное сжигание газа при минимальном коэффициенте избытка воздуха;
- необходимый теплообмен в рабочем пространстве агрегата, исключая локальные перегревы;
- устойчивую работу в необходимом диапазоне изменения теплопроизводительности.

Диффузионные горелки применяются для сжигания природных газов в установках, где требуется длинный светящийся (копящийся) факел с равномерной температурой по его длине: мартеновских, цементных, стекловаренных и др. Они незаменимы в высокотемпературных плавильных печах, где необходим растянутый факел с высокой степенью черноты.

В чугунных секционных котлах, котлах ТВГ, сушилках и других агрегатах, имеющих разрежение в топке и резервное топливо – уголь, могут быть использованы подовые горелки низкого давления ПГ-Н конструкции Укргиброинжпроекта [3, 7, 9, 10]. В этих же установках можно применять форкамерные горелки низкого и среднего давления [3, 7, 9, 10]. Для быстрого перевода котлов с газового топлива на твердое и обратно используются вертикальные щелевые горелки с принудительной подачей воздуха конструкции Ленгиброинжпроекта [3, 9, 10].

На котлах ДЕ, ТВГ (КВГ) и других тепловых агрегатах аналогичной теплопроизводительности устанавливаются подовые регу-

лируемые горелки среднего давления ПГОД-С, ПГД-С с принудительной подачей воздуха [7, 9].

Диффузионные горелки низкого и среднего давления в виде трубок с одним или несколькими сопловыми отверстиями на конце [20] используются в шахтных печах для обжига извести и шамота. В стекловаренных печах трубчатые диффузионные горелки встраиваются в боковые стенки и торцы [20].

Для сжигания большого количества газа во вращающихся печах промышленности строительных материалов (цементных, известковых и др.) применяются горелки с изменяющимся сечением с регулируемой длиной факела ГРЦ [3, 21].

На вращающихся высокотемпературных печах для обжига керамзитового гравия, огнеупорных материалов, кальцинации окиси алюминия, где требуется получение регулируемого факела сравнительно небольшой длины, устанавливаются горелки регулируемые диффузионные ГРД [3].

В топках хлебопекарных и кондитерских печей, сушилок и других агрегатов, работающих под разрежением, устанавливаются горелки газовые инжекционные типа ГГИ конструкции Мосгазпроекта [3, 20].

Инжекционные горелки среднего давления можно использовать в небольших и средних промышленных и коммунальных установках с относительно постоянной температурой в рабочем пространстве, при небольших колебаниях расхода газа, при возможности получения необходимой температуры без подогрева воздуха (нагревательные и термические камерные печи, сушилки, чугунные секционные отопительные котлы, хлебопекарные и кондитерские печи и др.). Наибольшее распространение получили инжекционные горелки с расходом газа до $100 \text{ м}^3/\text{ч}$, так как при больших расходах они становятся громоздкими и металлоемкими. Их не применяют в следующих случаях: при значительных колебаниях давления и теплоты сгорания газа, при необходимости иметь растянутый факел и очень высокую интенсивность теплоотдачи, при наличии у агрегата рекуператора из-за значительного сопротивления последнего и возможности выхода его из строя при внезапном прекращении работы горелок.

На нагревательных и термических печах устанавливаются горелки среднего давления конструкции Стальпроекта, Мосгазпроекта,

Ленгипроинжпроекта, Теплопроекта и других с керамическими насадками (туннелями) [3, 9, 10]. При затруднении в размещении прямых горелок из-за большой их длины может быть использована горелка в угловом исполнении.

В котлах ДЕ, а также в топках низкотемпературных сушил и печей, работающих в условиях разрежения, устанавливаются горелки ИГК с пластинчатым стабилизатором конструкции Мосгазпроекта [3, 7, 9, 10]. Не рекомендуются такие горелки для работы в высокотемпературных установках.

При сжигании природных и нефтяных газов в котлах малой и средней мощности, а также в нагревательных печах, работающих без подогрева воздуха, применяются плоские инжекционные горелки ПИГ [3].

Блочные инжекционные горелки с периферийной подачей газа [3] предназначены для установки в топках котлов типа ДКВР и тепловых агрегатов, работающих на разрежение.

В трубчатых печах нефтеперерабатывающих, нефтехимических производств, а также для нагрева стальных заготовок используются беспламенные панельные горелки со штампованным корпусом типа ГБП [3].

Для тепловой обработки изделий и материалов, для сушки исходных материалов для кирпича и керамики, лакокрасочных покрытий в туннельных и камерных сушилках, для отопления, высушивания стен применяются радиационные горелки инфракрасного излучения ГИИ, ГК, ГИИВ, ГВИЧ, ВИГ, ГИИБ, КГ и др. [3, 9, 21].

Для сжигания газа с коротким факелом в промышленных и котельных установках производительностью от 60 кВт до 60 МВт широко используются горелки с принудительной подачей воздуха.

Горелки турбулентного смешения ГНП института Теплопроект (двухпроводные низкого давления для природного газа) [3, 9, 10, 13, 22] предназначены для установки со стабилизирующими керамическими туннелями в нагревательных и термических печах металлургической промышленности, в туннельных печах промышленности строительных материалов, в сушилках, малых котлах и других агрегатах. Их использование нецелесообразно лишь в тех случаях, когда оправдана установка инжекционных горелок.

Горелки газовые вихревые института Мосгазпроект ГГВ-МГП [3, 7, 9, 13] устанавливаются в топках сушильных барабанов ас-

фальтобетонных заводов, кузнечных печей, паровых и водогрейных котлов типа ДКВР, ДЕ, ВГД и других тепловых агрегатов.

Горелки газовые турбореактивные среднего давления ГГТР [9], имеющие встроенный осевой вентилятор и газовую турбину, используются в котлах малой и средней мощности и среднетемпературных печах.

Для обогрева печей химико-термической обработки металла и деталей с температурой до 1950 °С в контролируемой газовой атмосфере, в термических печах безокислительного нагрева, в камерах для обжига эмалевых покрытий, в стационарных плавильных печах применяют радиационные трубы различных конструкций [10, 21]. При сжигании газа в радиационных трубчатых нагревателях используются дутьевые горелки без предварительного смешения газа с воздухом, дающие вытянутый факел с равномерным нагревом трубы по длине.

В термических и нагревательных печах для сжигания высококалорийных газов могут быть использованы дутьевые горелки типа «труба в трубе» средней ДВС и большой ДВБ тепловой мощности [3, 9]. В этих же печах, а также в сушилках и теплогенераторах с температурой теплоносителя до 600 °С, применяются горелки с переменным избытком воздуха ПИВ и ГИВС и горелки с активной воздушной струей ДИС (дутьевые с инжекционным смесителем) [3].

Плоскопламенные горелки ГПП [3, 10] предназначены для эффективного и равномерного нагрева изделий в печах и теплообменных аппаратах металлургической, химической и других отраслей промышленности, работающих в диапазоне температур от 800 до 1200 °С.

Установка газомазутных горелок целесообразна при необходимости совместного сжигания газа с мазутом для получения факела высокой светимости или обеспечения быстрого перехода агрегата с газа на мазут и обратно.

Газомазутные горелки низкого давления с принудительной подачей воздуха типа ГМГм, ГМГБ и конструкции Ленгипроинжпроекта [3, 7, 9, 10] используются на промышленных котлах. Горелки среднего давления ГМ и ГМП [3, 7, 9] устанавливаются в топке водотрубных котлов типа ДЕ.

Газомазутная горелка с регулируемым факелом ГМР [23] предназначена для совместного или раздельного сжигания природного

газа и мазута в высокотемпературных печах черной и цветной металлургии и промышленности строительных материалов. Горелки устанавливаются в плавильных и нагревательных печах, где требуется регулировать не только тепловую нагрузку, но и характеристики факела, его настильность, атмосферу печи и т. д., а также в камерных кузнечных печах, в которых необходимо равномерное температурное поле в рабочем пространстве.

На паровых водотрубных котлах ДКВР, ДЕ, КЕ и Е эффективно использование смесительных горелок Weishaupt с коротким факелом (исполнение SF) [27]. Горелки предназначены для работы на следующих видах топлива: природном, нефтяном и попутном газе (тип G); мазуте и сырой нефти (тип MS и RMS); их комбинации (тип RGMS); дизельном топливе (тип L и RL); комбинации газа и дизтоплива (тип GL и RGL).

Мощность горелок Weishaupt от 720 до 18000 кВт, давление природного газа от 13 до 4000 мбар (0,0013–0,4 МПа).

Применение горелок Weishaupt на указанных котлах вместо смесительных горелок ГМ, ГМГм, ГМП, РГМГ увеличивает КПД на 2,5–3 %; позволяет применять системы плавного частотного и кислородного регулирования; увеличивает диапазон регулирования (в среднем 1 : 7); обеспечивает равномерное распределение факела по всей камере сгорания котла; увеличивает срок службы котла в 2,5–3 раза; снижает содержание окислов азота в продуктах сгорания в 1,5–2 раза; повышает уровень автоматизации за счет применения систем микропроцессорного регулирования; улучшает удобство обслуживания и эксплуатации за счет блочного исполнения горелок (в блок входят все элементы, необходимые для подготовки и подачи топлива в зону горения, приборы автоматического регулирования процесса горения и аварийной защиты).

Методики расчета различных газовых горелок приводятся ниже.

Технические характеристики некоторых отопительных котлов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Технические характеристики секционных
отопительных котлов малой мощности

Тип котла	Площадь поверхности нагрева, м ²	Рекомендуемый теплосъем, кВт/м ²	Размеры котла, м			Размеры топки, м	
			длина	ширина	высота	длина	ширина
Факел	36,0	26,0	3,46	1,10	2,20	2,47	1,1
	45,0		3,98	1,10	2,20	2,98	1,1
Братск-1Г	59,0	16,9	3,22	1,25	2,30	2,23	0,9
КЧ-3	29,6	12,0	1,52	2,46	2,39	1,259	1,3
	42,0		2,06	2,46	2,39	1,797	1,3
	54,4		2,60	2,46	2,39	2,335	1,3
Отопитель-1	32,0	12,0	1,78	2,71	2,61	1,46	1,29
	46,0		2,35	2,71	2,61	1,725	1,29
	60,2		2,91	2,71	2,61	2,29	1,29
Энергия-6	27,9	14,0	1,69	2,46	2,39	1,064	1,3
	40,3		2,22	2,46	2,39	1,592	1,3
	52,7		2,75	2,46	2,39	2,12	1,3
МГ-2Т	38,4	14,0	1,87	2,63	2,48	1,27	1,08
	52,8		2,40	2,63	2,48	1,63	1,08
	72,0		2,94	2,63	2,48	2,13	1,08
Факел КВа	18,0	22,2	2,40	1,15	2,20	1,08	0,6
	27,0	23,3	2,80	1,15	2,20	1,62	0,6
	36,0	27,7	3,30	1,65	2,20	2,16	0,6
КВ-ГМ	18,3	21,9	2,05	1,46	1,68	1,22	0,9
	79,0	39,8	4,25	2,98	8,50	2,72	2,24
КВ-1,0Г	56,0	17,8	2,635	1,72	2,215	1,62	1,12

2. РАСЧЕТ ПОДОВЫХ ГОРЕЛОК

Исходными данными для расчета являются тепловая мощность горелки, химический состав газа, температура газа и воздуха, а также характеристики котельной установки, для которой горелка предназначена. Расчет горелок должен обеспечивать необходимую для установки тепловую мощность, широкий диапазон регулирования расхода газа, устойчивость пламени без применения искусственных стабилизаторов горения, отсутствие или допустимую концентрацию вредных веществ в продуктах сгорания. Он включает в себя определение конструктивных размеров элементов горелки и туннеля (или щели) или проверку возможности работы выбранной горелки при данных условиях, а также необходимого давления газа перед горелкой.

Подовая горелка состоит из двух элементов: стальной бесшовной трубы (коллектора) с просверленными в ней отверстиями для выхода газа и огневой части. Последняя представляет собой щель, выложенную из огнеупорного кирпича, в которой располагается коллектор.

Расчет горелки сводится к определению размеров коллектора и огневой части, диаметра выходных отверстий, их количества и расположения на коллекторе, а также необходимого давления газа перед горелкой.

Для котлов с поверхностью нагрева $F_k > 50 \text{ м}^2$ (или при расходе газа $V_k > 35 \text{ м}^3/\text{ч}$) [15] рекомендуются к установке двухколлекторные горелки с расположением каждого коллектора в своей щели. Схема размещения горелки в топке котла приведена на рис. 2.1.

Расчет выполняется в определенной последовательности.

Определяется расход газа на один коллектор $V_{\text{кол}}$

$$V_{\text{кол}} = \frac{V_k}{2}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.1)$$

где V_k – расход газа на котел, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Диаметр коллектора горелки $d_{\text{кол}}$, м, находится с учетом скорости газового потока в нем. При низком давлении $W_{\text{кол}} = 5 \dots 15 \text{ м/с}$. Диаметр коллектора определяется из уравнения расхода:

$$d_{\text{кол}} = \sqrt{\frac{V_{\text{кол}}}{3600 \cdot \frac{\pi}{4} W_{\text{кол}}}}. \quad (2.2)$$

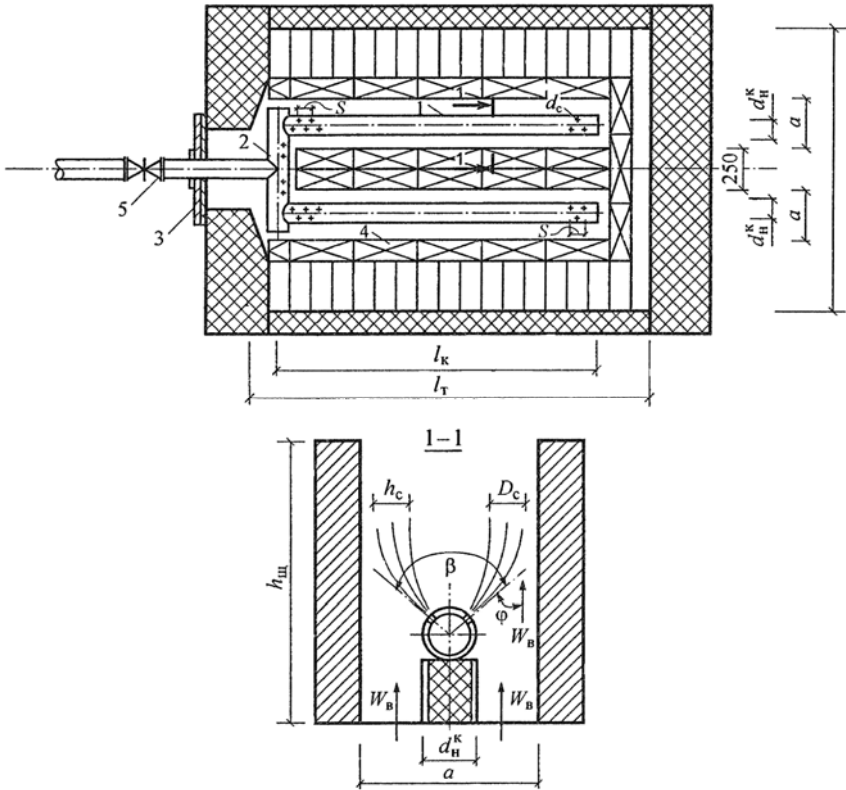


Рис. 2.1. Схемы размещения двухколлекторной подовой горелки в топке котла и коллектора в огневой щели:
 1 – горелка; 2 – поперечный патрубок; 3 – фронтальный лист; 4 – кладка из огнеупорного кирпича; 5 – рабочее отключающее устройство

Для коллектора принимается стальная труба ближайшего большего калибра и уточняется действительная скорость движения газа в коллекторе:

$$W_{\text{кол}} = \frac{V_{\text{кол}}}{3600 \cdot \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2}, \text{ м/с}, \quad (2.3)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр коллектора, м.

Рекомендуется принимать диаметр коллектора не менее 40 мм.

Задается длина коллектора горелки $l_{\text{кол}}$, м. Она должна быть на 100–600 мм меньше длины колосниковой решетки топки $l_{\text{т}}$, м.

Определяется величина теплового напряжения на 1 м длины коллектора q_l по формуле

$$q_l = \frac{V_{\text{кол}} Q_{\text{н}}}{3600 l_{\text{кол}}}, \text{ кВт/м}, \quad (2.4)$$

и проверяется ее соответствие допустимым значениям [16], табл. 2.1.

Таблица 2.1

Расчетные характеристики подовых горелок

Наименование	Величина
Давление газа перед горелкой $P_{\text{гор}}$ в установках производительностью до 1,2 МВт	100–2000 Па
То же 1,2–23 МВт (до 40 т пара в час)	1–30 кПа
Необходимое давление воздуха перед горелкой в установках производительностью до 1,2 МВт	0,6–1 кПа
Необходимое разрежение в топке $\Delta P_{\text{т}}$ при отсутствии дутья и производительности до 1,2 МВт	8–20 Па
То же производительностью более 1,2 МВт	20–30 Па
Коэффициент избытка воздуха α	1,1–1,35
Тепловое напряжение q_l на метр длины щели в отопительных котлах на газе низкого давления	0,23–0,46 МВт/м
То же в котлах малой производительности (до 10 т/ч пара) при высоте топки до 3 м	1,15–1,75 МВт/м
То же в котлах средней производительности и высоте топки более 3 м	2,3–3,5 МВт/м

Наименование	Величина
Скорость воздуха в узком сечении щели	2–2,5 м/с
Скорость выхода газа из отверстий	20–85 м/с
Скорость выхода воздуха	2,5–8 м/с
Диаметр отверстий	2–5 мм
Шаг S	10–20 мм (или 5–10 диаметров отверстий)
Ширина щели (определяется расчетом)	80–100 мм (max 200 мм)
Высота щели	130–200 мм (max 260 мм)
Число горелок (по количеству дверок)	1–3
Расстояние между соседними горелками	300–1250 мм
Расстояние от щели до стенки топки	От 350 до 400 мм

Длина огневой щели $l_{щ}$, м, принимается на 30–50 мм больше длины коллектора с учетом возможного теплового расширения последнего.

Определяется ширина огнеупорных щелей a для размещения в них коллекторов горелки:

$$a = \frac{\alpha V_0 V_{\text{кол}}}{W_B l_{\text{кол}}} \cdot \frac{273 + t_B}{273} + d_{\text{кол}}^H, \text{ м}, \quad (2.5)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, величина которого зависит от угла раскрытия в сечении коллектора (см. рис. 2.1); при $\beta = 90^\circ$ – $\alpha = 1,1$; 180° – $1,05$. (Необходимо учесть, что стремясь обеспечить полноту сжигания газа, не следует завышать коэффициент избытка воздуха, т. к. при $\alpha = 1,2$ в процессе горения образуется наибольшее количество окислов азота);

V_0 – теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, м^3 воздуха/ м^3 газа;

t_B – температура воздуха в помещении котельной, $^\circ\text{C}$;

W_B – скорость воздуха в самом узком сечении щели (между наружной поверхностью коллектора и внутренней поверхностью щели), которая может быть определена по формуле

$$W_B = \mu_B \sqrt{\frac{2\Delta P_T}{\rho_B}}, \text{ м/с},$$

где μ_B – коэффициент расхода, учитывающий все гидравлические сопротивления на пути движения воздуха, $\mu_B = 0,6 \dots 0,7$;

ΔP_T – разрежение в топке, Па;

W_B принимается равной 2–2,5 м/с (т. к. в данном случае топка котла работает без дутья, за счет тяги; при искусственном дутье – до 8 м/с).

Для создания такой скорости в топке котла должно быть обеспечено соответствующее разрежение (см. табл. 2.1).

Определяется минимальное разрежение в топке котла:

$$\Delta P_T = \frac{1}{\mu_B^2} \cdot \frac{W_B^2}{2} \rho_B, \text{ Па}, \quad (2.6)$$

и проверяется его соответствие необходимому (см. табл. 2.1).

Определяется глубина проникновения струй газа, вытекающих из отверстий коллектора, в поток воздуха в самом узком сечении щели, где происходит смесеобразование, или дальнобойность струй газа h_c :

$$h_c = (0,85 \dots 0,9) \cdot \frac{a - d_{\text{кол}}^H}{2}, \text{ мм}. \quad (2.7)$$

Диаметр газовых отверстий, их число и давление газа рассчитываются из условия наиболее равномерного распределения струй газа по сечению воздушного потока. При этом скорость газа на выходе из отверстий W_c должна быть в 10–15 раз больше скорости воздуха в щели, т. е.

$$W_c = (10 \dots 15) W_B, \text{ м/с}. \quad (2.8)$$

Диаметр выходных газовых отверстий (сопел коллектора) d_c можно определить:

$$d_c = \frac{h_c W_B}{K_s W_c \sin \varphi} \cdot \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_0}}, \text{ мм}, \quad (2.9)$$

где K_s – опытный коэффициент, зависящий от шага отверстий S в коллекторах.

Таблица 2.2

Относительный шаг S/d_c	4	8	16	∞
K_s	1,6	1,7	1,9	2,2

(Наиболее благоприятные условия для смесеобразования создаются при $S/d_c = 6 \dots 10$, так как при этом обеспечивается «бегущая дорожка» огня от начальных отверстий при воспламенении газовой смеси от запальника);

φ – угол атаки – угол встречи потоков газа и воздуха. При двухрядном расположении отверстий в коллекторе с углом раскрытия 90° : $\varphi = \beta/2 = 45^\circ$, $\sin \varphi = 0,707$.

Диаметр отверстий принимается не менее 2 мм, так как при меньших размерах отверстий в процессе эксплуатации происходит засорение их сажистыми отложениями, что приводит к нарушению режима работы горелки.

Уточняется скорость выхода газа из отверстий

$$W_c = \frac{h_c W_B}{K_s d_c \sin \varphi} \cdot \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_0}}, \text{ м/с.} \quad (2.10)$$

Определяется расстояние между отверстиями в коллекторе (шаг сопел)

$$S = 0,75h_c + (2 \dots 5), \text{ мм,} \quad (2.11)$$

и находится количество отверстий в одном коллекторе при двухрядном их расположении:

$$n = 2 \left(\frac{l_{\text{кол}} - (30 \dots 40)}{S} + 1 \right), \text{ шт.} \quad (2.12)$$

Уточняется действительный расход газа через отверстия $V_{\text{кол}}^{\text{действ}}$

$$V_{\text{кол}}^{\text{действ}} = \frac{\pi d_c^2}{4} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 W_c n, \text{ м}^3/\text{ч,} \quad (2.13)$$

Определяется невязка, т. е. расхождение между расчетным и действительным значениями расхода газа на один коллектор (допускается до 5 %).

Размеры отверстий для выхода газа из коллектора и их количество должны быть подобраны для равномерной загрузки всех сопел таким образом, чтобы отношение их суммарной площади к площади сечения коллектора ($\Sigma f_c / f_{\text{кол}}$) не превышало 30 %.

Определяется необходимое давление газа перед горелкой $P_{\text{гор}}$:

$$P_{\text{гор}} = \left(\frac{1}{\mu_c^2} + \sum \zeta \left(\frac{\sum f_o}{f_{\text{кол}}} \right)^2 \right) \cdot \frac{W_c^2}{2} \rho_o, \text{ Па}, \quad (2.14)$$

где μ_c – коэффициент расхода, $\mu_c = 0,6 \dots 0,7$;

$\Sigma \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений от последней задвижки перед горелкой, включая ее, до выходных отверстий горелки [16] (см. рис. 2.1): задвижка $\zeta = 0,5$; тройник поворот $\zeta = 1,5$; отвод $\zeta = 0,3$; истечение из отверстия $\zeta = 1$; итого – 3,3;

Σf_o – суммарная площадь всех выходных отверстий (в рассматриваемом случае $\Sigma f_o = 2 \Sigma f_c$);

ПРИМЕР 1. Рассчитать подовую горелку низкого давления без принудительной подачи воздуха для водогрейного секционного котла типа «Факел» с поверхностью нагрева $45,0 \text{ м}^2$. Котел работает на природном газе с $Q_H = 39000 \text{ кДж/м}^3$, $\rho_o = 0,82 \text{ кг/м}^3$. Максимальный расход газа котлом $V_k = 135,0 \text{ м}^3/\text{ч}$. Теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания 1 м^3 газа, $V_o = 10,36 \text{ м}^3 \text{ воздуха/м}^3 \text{ газа}$.

Решение. Принимаем к установке двухколлекторную горелку.

Расход газа на один коллектор по формуле (2.1) составит

$$V_{\text{кол}} = \frac{135,0}{2} = 67,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Приняв скорость газа в коллекторе $W_{\text{кол}} = 7 \text{ м/с}$, определяем диаметр коллектора по (2.2):

$$d_{\text{кол}} = \sqrt{\frac{67,5}{\frac{3,14}{4} \cdot 3600 \cdot 7}} = 0,058 \text{ м}.$$

Для коллектора может быть использована цельнотянутая труба с наружным диаметром $d_n \times \delta = 76 \times 3,5$ мм.

Уточняем по выражению (2.3) действительную скорость движения газа в коллекторе с внутренним диаметром 69 мм:

$$W_{\text{кол}} = \frac{67,5}{\frac{3,14}{4} \cdot 3600 \cdot 0,069^2} = 5,0 \text{ м/с.}$$

Задаемся длиной коллектора горелки. Для рассматриваемого котла длина топки составляет 2980 мм (см. табл. 1.1). Тогда $l_{\text{кол}} = 2980 - (100 \dots 600) = 2980 - 380 = 2600$ мм. Определяем величину теплового напряжения коллектора по (2.4):

$$q_l = \frac{67,5 \cdot 39000}{3600 \cdot 2,6} = 281 \text{ кВт/м,}$$

что соответствует допустимым значениям (см. табл. 2.1).

Находим ширину огнеупорных щелей по (2.5):

$$a = \frac{1,1 \cdot 10,36 \cdot 67,5}{2,5 \cdot 2,6 \cdot 3600} \cdot \frac{273 + 18}{273} + 0,076 = 0,111 \text{ м.}$$

Принимаем ширину щели $a = 115$ мм.

Уточняем минимальное разрежение в топке котла по (2.6):

$$\Delta P_{\text{т}} = \frac{1}{0,7^2} \cdot \frac{2,5^2}{2} \cdot 1,29 = 8,23 \text{ Па,}$$

что соответствует необходимому (см. табл. 2.1).

Определяем дальнобойность струй газа по (2.7):

$$h_c = 0,85 \cdot \frac{115 - 76}{2} = 16,58 \text{ мм.}$$

Приняв коэффициент $K_s = 1,8$ и определив скорость выхода газа из отверстий по (2.8) $W_c = 15W_b = 15 \cdot 2,5 = 37,5$ м/с, найдем диаметр выходных газовых отверстий по выражению (2.9):

$$d_c = \frac{16,58 \cdot 2,5}{1,8 \cdot 37,5 \cdot 0,707} \cdot \sqrt{\frac{1,29}{0,73}} = 1,15 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_c = 2$ мм и уточняем скорость выхода газа из отверстий по (2.10):

$$W_c = \frac{16,58 \cdot 2,5}{1,8 \cdot 2 \cdot 0,707} \cdot \sqrt{\frac{1,29}{0,73}} = 21,65 \text{ м/с.}$$

Определяем шаг отверстий по (2.11):

$$S = 0,75 \cdot 16,58 + 5 = 17,44 \text{ мм.}$$

Принимаем $S = 18$ мм. Тогда $S/d_c = 18/2 = 9,0$, т. е. в пределах рекомендуемых значений.

Количество отверстий в коллекторе по (2.12) составит

$$n = 2 \cdot \left(\frac{2600 - 35}{18} + 1 \right) = 287 \text{ шт.}$$

Уточняем действительный расход газа через отверстия по (2.13):

$$V_{\text{кол}}^{\text{действ}} = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \cdot 21,65 \cdot 287 = 70,24 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Определяем невязку между расчетным и действительным значениями расхода газа на коллектор:

$$\frac{70,24 - 67,5}{67,5} \cdot 100 = 4,1 \%,$$

что допустимо, и корректировку проводить не требуется.

Фактический расход газа горелкой будет несколько больше расчетного за счет запальных сопел на соединительной трубе.

Находим суммарную площадь всех отверстий

$$\Sigma f_c = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} \cdot 287 = 901,18 \text{ мм}^2,$$

площадь сечения коллектора

$$f_{\text{кол}} = \frac{3,14 \cdot 69^2}{4} = 3737,39 \text{ мм}^2$$

и проверяем их отношение

$$\frac{\Sigma f_c}{f_{\text{кол}}} = \frac{901,18}{3737,39} \cdot 100 = 24,1 \%,$$

что удовлетворяет условию.

Определяем необходимое давление газа перед горелкой по (2.14):

$$P_{\text{гор}} = \left(\frac{1}{0,6^2} + 3,3 \cdot \left(\frac{901,18 \cdot 2}{3737,39} \right)^2 \right) \cdot \frac{21,65^2}{2} \cdot 0,82 = 681 \text{ Па},$$

что соответствует рекомендованному значению (см. табл. 2.1).

3. РАСЧЕТ ИНЖЕКЦИОННЫХ ГОРЕЛОК НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Расчет инжекционных горелок низкого давления основывается на детально разработанной теории инжекции свободной струи, вытекающей в неподвижное пространство.

Расчет таких горелок сводится к определению размеров горелок.

Исходными данными для расчета являются:

- расчетный часовой расход сжигаемого газа V_{Γ} , м³/ч, или номинальная тепловая мощность горелки Q_{Γ} , МВт;
- номинальное давление газа P_{Γ} перед соплом горелки, Па;
- коэффициент инжекции первичного воздуха α' ;
- химический состав и теплота сгорания газа Q_n , кДж/м³;
- плотность газа ρ_0 , кг/м³.

Расчетная схема горелки представлена на рис. 3.1.

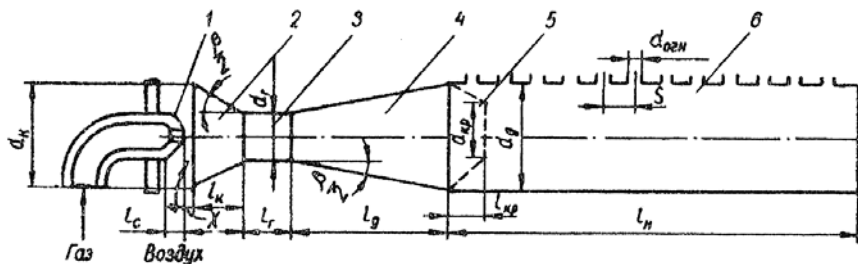


Рис. 3.1. Схема инжекционной горелки низкого давления:

1 – сопло; 2 – конфузор; 3 – горловина; 4 – диффузор; 5 – кратер; 6 – насадок

Площадь поперечного сечения f_c и диаметр сопла d_c определяют по формулам:

$$f_c = \frac{V_{\Gamma}}{3600\varphi\sqrt{\frac{2}{\rho}P}}, \text{ м}^2; \quad (3.1)$$

$$d_c = \sqrt{\frac{f_c}{0,785n_c}}, \text{ м}, \quad (3.2)$$

где V_{Γ} – расчетный расход газа горелкой, м³/ч;
 P – давление газа перед горелкой, Па;
 ρ_0 – плотность газа при нормальных условиях, кг/м³;
 n_c – количество сопел в многосопловой горелке;
 φ – коэффициент расхода, принимаемый по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения коэффициента расхода для цилиндрических сопел

$\frac{l_c}{d_c}$	0	0,18	0,36	0,45	0,56	1,13	2,26	4,52
φ	0,70	0,75	0,84	0,88	0,90	0,88	0,87	0,83

Примечание. Для конических сопел с углом раскрытия $\beta = 50 \dots 60^\circ$
 $\varphi = 0,8 \dots 0,9$.

Затем определяется расстояние от устья сопла до горловины

$$X = \frac{d_c}{a} \left(0,23(1 + \alpha' V_0) \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_{\Gamma}}} - 0,145 \right), \text{ мм}, \quad (3.3)$$

где a – коэффициент турбулизации струи; для сопла с поджатием при угле раскрытия $\frac{\beta}{2} = 27^\circ 10'$ $a = 0,071$;

α' – коэффициент инжекции (коэффициент расхода первичного воздуха);

V_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м³ газа, м³/м³.

Диаметр горловины определяется по формуле

$$d_{\Gamma} = 6,8(aX + 0,145d_c), \text{ мм}. \quad (3.4)$$

Если принять сопло цилиндрической формы, то длина цилиндрической части сопла находится по принятому отношению $\frac{l_c}{d_c}$:

$$l_c = \left(\frac{l_c}{d_c} \right) d_c, \text{ мм.} \quad (3.5)$$

В этом случае сечение и диаметр горловины определяются по формулам:

$$f_\Gamma = f_c (1 + \alpha' V_o \frac{\rho_B}{\rho_\Gamma}) (1 + \alpha' V_o) (2 - \eta), \text{ м}^2; \quad (3.6)$$

$$d_\Gamma = \sqrt{\frac{f_\Gamma}{0,785}}, \text{ м.} \quad (3.7)$$

Диаметр выходного сечения диффузора рассчитывается по отношению $\frac{d_\Gamma}{d_d}$, которое обычно принимается равным 0,55:

$$d_d = \frac{d_\Gamma}{0,55}. \quad (3.8)$$

Диаметр входного конца конфузора d_k определяется по его площади f_k , принимая скорость первичного воздуха на входе в конфузор $w_B = 1 \dots 2$ м/с.

$$f_k = \frac{\alpha' V_o V_\Gamma}{3600 w_B}, \text{ м}^2; \quad (3.9)$$

$$d_k = \sqrt{\frac{f_k}{0,785}}, \text{ м.} \quad (3.10)$$

Диаметр многофакельного насадка принимается равным выходному диаметру диффузора $d_n = d_d$.

Задавая диаметр горелочных отверстий $d_{огн}$ или диаметр кратера горелки $d_{кр}$, определяется максимально допустимая скорость выхода газозвушной смеси из горелки w_{max} , при которой не будет происходить отрыв пламени от горелки (рис. 3.2).

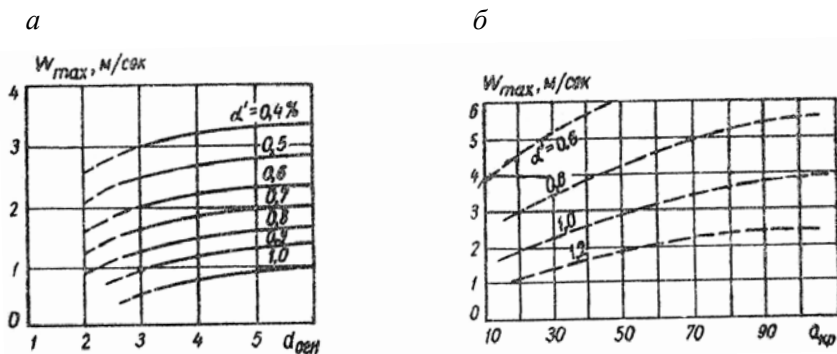


Рис. 3.2. Максимально допустимые скорости истечения газозвушной смеси из горелочных отверстий (а) и кратера горелки (б) для природного газа

По полученной скорости вычисляются площадь кратера горелки $f_{кр}$ или горелочных отверстий $f_{огн}$, их количество n и глубина отверстий:

$$\sum f_{огн} = \frac{V_{г}(1 + \alpha'V_{о})}{3600} \cdot \frac{273 + t_{см}}{273}, \text{ м}^2; \quad (3.11)$$

$$n = \frac{\sum f_{огн}}{0,785d_{огн}^2}, \text{ шт.}, \quad (3.12)$$

где $t_{см}$ – температура газозвушной смеси на выходе из горелки, °С.

Шаг между отверстиями S и длина насадка горелки $l_{н}$ принимаются по табл. 3.2.

Таблица 3.2

Шаг огневых отверстий в зависимости от коэффициента
первичного воздуха и диаметра огневых отверстий

Диаметр огневого отверстия $d_{\text{огн}}$, мм	Минимальный шаг S_{min} , мм, при α'				Максимальный шаг S_{max} , мм, при α'			
	0	0,2	0,4	0,6	0	0,2	0,4	0,6
1,0	7	5	4	–	15	7	4	–
2,0	11	9	7	5	20	13	8	6
3,0	14	12	9	6	22	18	12	8
4,0	16	14	12	8	24	20	15	11
5,0	18	16	14	10	27	23	19	15
6,0	20	18	16	13	30	26	22	18

При одном ряде отверстий

$$l_{\text{н}} = nS + 2S \cdot 2, \text{ мм}; \quad (3.13)$$

при двух рядах отверстий

$$l_{\text{н}} = \frac{n}{2}S + 2S \cdot 2, \text{ мм}. \quad (3.14)$$

Длина горловины горелки принимается

$$l_{\text{г}} = (1...2)d_{\text{г}}, \text{ мм}. \quad (3.15)$$

Длина частей горелки, имеющих форму усеченного конуса, определяется

$$l = \frac{d_{\text{б}} - d_{\text{м}}}{2 \text{tg} \left(\frac{\beta}{2} \right)}, \text{ мм}, \quad (3.16)$$

где $d_{\text{б}}$, $d_{\text{м}}$ – большой и меньший диаметры элемента горелки, мм;

β – угол раскрытия конуса, который принимается для диффузора 6–8°, для конфузора – 20–25°, для кратера – 30°.

Длина диффузора для полного завершения смешения газа с воздухом должна быть не менее $6d_f$.

После расчета размеров горелки производится проверка баланса энергии в горелке. При этом определяются приход энергии и затраты ее на создание скорости воздуха и газозвоздушной смеси в горелке и определяется, достаточно ли остается энергии на создание скорости для выхода газозвоздушной смеси из горелки.

Источником энергии является кинетическая энергия струи газа, вытекающей из сопла:

$$E = \frac{w_c^2}{2} \rho_0 = \varphi^2 P, \text{ кДж/м}^3, \quad (3.17)$$

где w_c – скорость газа на выходе из сопла, определяемая по формуле

$$w_c = \frac{V_\Gamma}{3600 f_c}, \text{ м/с}, \quad (3.18)$$

Затраты энергии на создание скорости инжектируемого воздуха рассчитываются по формуле

$$E_B = \frac{w_\Gamma^2 \alpha' \rho_B}{2}, \text{ кДж/м}^3, \quad (3.19)$$

где w_Γ – скорость газозвоздушной смеси в горловине, определяемая по выражению

$$w_\Gamma = \frac{V_\Gamma (1 + \alpha' V_0)}{3600 f_\Gamma} \cdot \frac{273 + t_{cm}}{273}, \text{ м/с}, \quad (3.20)$$

Затраты энергии на изменение скорости струи газа от w_c до w_Γ определяются:

$$E_\Gamma = \frac{(w_c - w_\Gamma)^2}{2} \rho_0, \text{ кДж/м}^3. \quad (3.21)$$

Затраты энергии в диффузоре на изменение скорости газовой смеси рассчитываются по выражению

$$E_d = \frac{w_\Gamma^2 - w_d^2}{2} \cdot (\rho_o + \alpha' V_o \rho_o) (1 - \eta), \text{ кДж/м}^3, \quad (3.22)$$

где η – КПД диффузора, зависящий от отношения d_Γ/d_d : при $d_\Gamma/d_d = 0,55$, $\eta = 0,80$; при $d_\Gamma/d_d = 0,65$, $\eta = 0,75$;

w_d – скорость газовой смеси в выходном сечении диффузора, определяемая по формуле

$$w_d = \frac{V_\Gamma (1 + \alpha' V_o)}{3600 f_d} \cdot \frac{273 + t_{cm}}{273}, \text{ м/с}. \quad (3.23)$$

Энергия потока газовой смеси в насадке (кратере), отнесенная к 1 м^3 газа, которая остается для создания скорости выхода смеси из горелочных отверстий (кратера):

$$E_H (E_{кр}) = E - E_B - E_\Gamma - E_d, \text{ кДж/м}^3. \quad (3.24)$$

Энергия потока газовой смеси на входе в насадку (кратер):

$$E_{cm} = \frac{E_H}{1 + \alpha' V_o}, \text{ кДж/м}^3. \quad (3.25)$$

Возможная скорость выхода газовой смеси из горелочных отверстий (кратера) за счет энергии потока в насадке с учетом 30 % потерь энергии в нем определяется:

$$w_{cm} = \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho_{cm}} \cdot 0,7 E_{cm}}, \text{ м/с}, \quad (3.26)$$

где

$$\rho_{cm} = \frac{\rho_o + \alpha' V_o \rho_B}{1 + \alpha' V_o}, \text{ кг/м}^3. \quad (3.27)$$

Полученная скорость w_{cm} должна быть меньше скорости выхода газовой смеси, принятой при расчете сечения кратера или

горелочных отверстий. Если она окажется больше, необходимо принять другие данные и сделать пересчет.

Затем проверяется длина факелов горелки. Длина внутреннего конуса

$$l_{\text{вн}} = C_1 d_{\text{огн}}^2 q_{\text{огн}} \cdot 10^{-7}, \text{ мм}, \quad (3.28)$$

полная длина факела (наружного конуса)

$$l_{\text{ф}} = C_2 q_{\text{огн}} \sqrt{d_{\text{огн}}^3} \cdot 10^{-7}, \text{ мм}, \quad (3.29)$$

где $q_{\text{огн}}$ – тепловое напряжение горелочных отверстий, определяемое по выражению

$$q_{\text{огн}} = \frac{V_{\text{г}} Q_{\text{н}}}{0,785 d_{\text{огн}}^2 n}, \text{ Вт/м}^2, \quad (3.30)$$

C_1 и C_2 – коэффициенты, определяемые по табл. 3.3 и 3.4.

Таблица 3.3

Значения коэффициента C_1 для природного газа

Коэффициент первичного воздуха α'					
0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
1,89	1,63	1,35	1,14	0,96	0,79

Таблица 3.4

Значения коэффициента C_2

Расстояние между краями отверстий, мм	C_2	Расстояние между краями отверстий, мм	C_2
2	11,4	9	6,95
3	10,4	10	6,7
4	9,46	12	6,4
5	8,7	14	6,0
6	8,7	16	5,85
7	6,5	18	5,8
8	7,2	20	5,75

Технические характеристики инжекционных горелок низкого давления представлены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Расчетные характеристики инжекционных горелок
низкого давления

Наименование	Величина
Номинальное давление газа, Па	500–3000
Минимальное давление газа, обеспечивающее устойчивое горение, Па	200–300
Необходимое разрешение в топке, Па	20–60
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,2–1,6
Коэффициент инжекции для природного газа	0,4–0,8
Потери от химической неполноты сгорания, %	до 0,3
Тепловое напряжение топочного объема, Вт/м ³	до 405

ПРИМЕР 2. Рассчитать инжекционную горелку низкого давления для котла КЧ-3 с поверхностью нагрева 42,0 м². Используется природный газ с плотностью $\rho_0 = 0,73$ кг/м³; $Q_H = 35600$ кДж/м³. Теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 м³ газа, $V_0 = 10,0$ м³/м³.

Решение. Определяем расход газа котлом по выражению

$$V_K = \frac{3,6 F_K q_K}{\eta_K Q_H}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.31)$$

где F_K – площадь поверхности нагрева, м², [3–7], табл. 1.1;

q_K – теплосъем с 1 м² поверхности нагрева котла, Вт/м², [3–7], табл. 1.1.

$$V_K = \frac{3,6 \cdot 42,0 \cdot 12000}{0,8 \cdot 35600} = 63,7 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Принимаем к установке на котел три однофакельных горелки.

Тогда расход газа на одну горелку составит $V_{\Gamma} = \frac{63,7}{3} = 21,23 \text{ м}^3/\text{ч}.$

В соответствии с данными табл. 3.5 принимаем давление газа перед горелкой $P = 3000$ Па и коэффициент инжекции $\alpha' = 0,8$.

Определяем площадь поперечного сечения сопла инжектора по (3.1):

$$f_c = \frac{21,23}{3600 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{2}{0,73}} \cdot 3000} = 0,000072 \text{ м}^2.$$

Коэффициент истечения $\phi = 0,9$ принимаем по табл. 2.2 для конического сопла при $\beta = 50 \dots 60^\circ$.

Диаметр сопла определяем по его площади для односопловой горелки ($n_c = 1$) по (3.2):

$$d_c = \sqrt{\frac{0,000072}{0,785 \cdot 1}} = 0,0096 \text{ м} = 9,6 \text{ мм}.$$

Находим расстояние от устья сопла до горловины по выражению (3.3):

$$X = \frac{9,6}{0,071} \left(0,23 \cdot (1 + 0,8 \cdot 10,0) \sqrt{\frac{1,185}{0,73}} - 0,145 \right) = 336 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр горловины определяется по формуле (3.4):

$$d_r = 6,8 \cdot (0,071 \cdot 336 + 0,145 \cdot 9,6) = 171,4 \text{ мм}.$$

Длина горловины по (3.15):

$$l_r = 1,5 \cdot 171,4 = 257 \text{ мм}.$$

Диаметр выходного сечения диффузора определяем по соотношению (3.8):

$$d_d = \frac{171,4}{0,55} = 311,6 \text{ мм}.$$

Длину диффузора при угле раскрытия $\beta = 8^\circ$ определяем по формуле (3.16) с проверкой условия $l_d > 6d_r$:

$$l_d = \frac{311,6 - 171,4}{2 \cdot 0,07} = 1000 \text{ мм} \approx 6d_r.$$

Площадь входного сечения конфузора при скорости входа первичного воздуха $w_v = 1,0$ м/с находим по формуле (3.9):

$$f_k = \frac{0,8 \cdot 10,0 \cdot 21,23}{3600 \cdot 1,0} = 0,047 \text{ м}^2.$$

Диаметр входного сечения конфузора по формуле (3.10):

$$d_k = \sqrt{\frac{0,047}{0,785}} = 0,245 \text{ м} = 245 \text{ мм}.$$

Длина конфузора при угле раскрытия $\beta = 25^\circ$ определяется по формуле (3.16):

$$l_k = \frac{245 - 171,4}{2 \cdot 0,22} = 167,3 \text{ мм}.$$

Далее проверяем баланс энергии в горелке.

Приход энергии находим по формуле (3.17). Для этого определим скорость газа на выходе из сопла по выражению (3.18):

$$w_c = \frac{21,23}{3600 \cdot 0,000072} = 81,9 \text{ м/с}.$$

Тогда кинетическая энергия газа на выходе из сопла

$$E = \frac{81,9^2}{2} \cdot 0,73 = 2448 \text{ кДж/м}^3.$$

Для определения затрат энергии на создание скорости инжектируемого воздуха при $t_b = 25^\circ\text{C}$ найдем площадь поперечного сечения горловины

$$f_{\Gamma} = 0,785d_{\Gamma}^2 = 0,785 \cdot 0,1714^2 = 0,023 \text{ м}^2$$

и скорость газовой смеси в горловине по выражению (3.20):

$$w_{\Gamma} = \frac{21,23 \cdot (1 + 0,8 \cdot 10,0)}{3600 \cdot 0,023} \cdot \frac{273 + 25}{273} = 2,52 \text{ м/с.}$$

Тогда затраты энергии на создание скорости инжектируемого воздуха по формуле (3.19) составят

$$E_{\text{в}} = \frac{2,52^2 \cdot 0,8 \cdot 10,0 \cdot 1,185}{2} = 30,1 \text{ кДж/м}^3.$$

Затраты энергии на изменение скорости струи газа от w_c до w_{Γ} определяем по формуле (3.21):

$$E_{\Gamma} = \frac{(81,9 - 2,52)^2}{2} \cdot 0,73 = 2300 \text{ кДж/м}^3.$$

Чтобы определить затраты энергии в диффузоре, найдем площадь поперечного сечения выходного отверстия диффузора:

$$f_{\text{д}} = 0,785d_{\text{д}}^2 = 0,785 \cdot 0,3116^2 = 0,076 \text{ м}^2$$

и скорость газовой смеси в нем по выражению (3.23):

$$w_{\text{д}} = \frac{21,23 \cdot (1 + 0,8 \cdot 10,0)}{3600 \cdot 0,076} \cdot \frac{273 + 25}{273} = 0,76 \text{ м/с.}$$

Затраты энергии в диффузоре на изменение скорости газовой смеси от w_{Γ} до $w_{\text{д}}$ по формуле (3.22) составят

$$E_{\text{д}} = \frac{(2,52^2 - 0,76^2)}{2} \cdot (0,73 + 0,8 \cdot 10,0 \cdot 1,185) \cdot (1 - 0,8) = 7,0 \text{ кДж/м}^3.$$

По выражению (3.24) определяем энергию потока газозвушной смеси в насадке, которая остается для создания скорости выхода смеси из горелки в топку:

$$E_{\text{кр}} = 2448 - 30,1 - 2300 - 7,0 = 110,9 \text{ кДж/м}^3.$$

Энергия потока газозвушной смеси на входе в кратер горелки по формуле (3.25) составит

$$E_{\text{см}} = \frac{110,9}{1 + 0,8 \cdot 10,0} = 12,3 \text{ кДж/м}^3.$$

Для определения скорости выхода газозвушной смеси из кратера в топку найдем плотность газозвушной смеси по формуле (3.27):

$$\rho_{\text{см}} = \frac{0,73 + 0,8 \cdot 10,0 \cdot 1,185}{1 + 0,8 \cdot 10,0} = 1,13 \text{ кг/м}^3.$$

Скорость выхода газозвушной смеси из кратера горелки по выражению (3.26):

$$w_{\text{см}} = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{2}{1,13} \cdot 0,7 \cdot 12,3} = 3,51 \text{ м/с}.$$

Так как найденная скорость выхода меньше максимально допустимой (см. рис. 3.2), то отрыв пламени от горелки исключается.

По полученной скорости определяем площадь кратера горелки по формуле (3.11):

$$f_{\text{кр}} = \frac{21,23 \cdot (1 + 0,8 \cdot 10,0)}{3600 \cdot 3,51} \cdot \frac{273 + 25}{273} = 0,016 \text{ м}^2$$

и его диаметр

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{0,016}{0,785}} = 0,142 \text{ м} = 142 \text{ мм}.$$

ПРИМЕР 3. Рассчитать многофакельную инжекционную горелку низкого давления для котла с внутренней длиной топки 2,170 м, шириной 1,450 м и высотой 1,820 м. Расход газа на котел составляет $V_{\Gamma} = 33,6 \text{ м}^3/\text{ч}$; давление газа перед горелкой $P_{\Gamma} = 1000 \text{ Па}$. Используется природный газ с $\rho_0 = 0,75 \text{ кг/м}^3$ и $Q_{\text{н}} = 36000 \text{ кДж/м}^3$. Теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания 1 м^3 газа, $V_0 = 10,0 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Коэффициент избытка воздуха в топке принят повышенный для уменьшения температуры в топке $\alpha = 1,4$.

Решение. Принимаем к установке три горелки. Тогда расход газа каждой горелкой

$$V_{\Gamma} = \frac{V_{\text{к}}}{3} = \frac{33,6}{3} = 11,2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Вследствие небольших габаритов топки для сокращения длины факелов и получения несветящегося пламени принимаем многофакельную горелку и коэффициент инжекции $\alpha' = 0,5$.

Определяем площадь поперечного сечения сопла инжектора по выражению (3.1):

$$f_c = \frac{11,2}{3600 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{2}{0,75} \cdot 1000}} = 0,000067 \text{ м}^2.$$

Коэффициент истечения $\phi = 0,9$ принимаем по табл. 3.1 для конического сопла при $\beta = 50 \dots 60^\circ$.

Диаметр сопла определяем по его площади для односопловой горелки по формуле (3.2):

$$d_c = \sqrt{\frac{0,000067}{0,785}} = 0,0092 \text{ м} = 9,2 \text{ мм}.$$

Находим расстояние от устья сопла до горловины по выражению (3.3):

$$X = \frac{9,2}{0,071} \left(0,23 \cdot (1 + 0,5 \cdot 10,0) \sqrt{\frac{1,185}{0,75}} - 0,145 \right) = 206 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр горловины по формуле (3.4):

$$d_{\Gamma} = 6,8 \cdot (0,071 \cdot 206 + 0,145 \cdot 9,2) = 108,6 \text{ мм} \approx 110 \text{ мм.}$$

Длина горловины по формуле (3.15):

$$l_{\Gamma} = 1,5 \cdot 110 = 165 \text{ мм.}$$

Диаметр выходного сечения диффузора определяем по соотношению (3.8):

$$d_{\text{д}} = \frac{110}{0,55} = 200 \text{ мм.}$$

Длину диффузора при угле раскрытия $\beta = 8^{\circ}$ определяем по формуле (3.16):

$$l_{\text{д}} = \frac{200 - 110}{2 \cdot 0,07} = 642,8 \text{ мм} \approx 645 \text{ мм} (\approx 6d_{\Gamma}).$$

Площадь входного сечения конфузора при скорости входа первичного воздуха $w_{\text{в}} = 1,0$ м/с находим по формуле (3.9):

$$f_{\text{к}} = \frac{0,5 \cdot 10,0 \cdot 11,2}{3600 \cdot 1,0} = 0,0156 \text{ м}^2.$$

Диаметр входного сечения конфузора по формуле (3.10):

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{0,0156}{0,785}} = 0,140 \text{ м} = 140 \text{ мм.}$$

Длину конфузора при угле раскрытия $\beta = 25^{\circ}$ определяем по формуле (3.16):

$$l_{\text{к}} = \frac{140 - 110}{2 \cdot 0,22} = 68,2 \text{ мм.}$$

Диаметр многофакельного насадка принимаем по выходному диаметру диффузора $d_n = 200$ мм и задаемся диаметром горелочных отверстий. Так как производительность горелки сравнительно большая, длина топки ограничена, а высота достаточно высока, принимаем увеличенный диаметр отверстий $d_{огн} = 5$ мм.

По рис. 3.2 находим максимально допустимую скорость выхода газовой смеси из горелочных отверстий: при $\alpha' = 0,5$ и $d_{огн} = 5$ мм она равняется $w_{max} = 2,8$ м/с.

По полученной скорости по формуле (3.11) определяем необходимую площадь горелочных отверстий

$$\sum f_{огн} = \frac{11,2 \cdot (1 + 0,5 \cdot 10,0)}{3600 \cdot 2,8} \cdot \frac{273 + 25}{273} = 0,0073 \text{ м}^2.$$

Температуру смеси принимаем равной температуре воздуха в помещении котельной $t_{см} = 25$ °С.

Количество огневых отверстий находим по (3.12):

$$n = \frac{0,0073}{0,785 \cdot 0,005^2} = 372 \text{ шт.}$$

Длину насадка при двух рядах отверстий и шаге между осями отверстий $S = 12$ мм, принятом по табл. 3.2, определяем по (3.14):

$$l_n = \frac{372}{2} \cdot 12 + 2 \cdot 12 \cdot 2 = 2280 \text{ мм,}$$

что превышает длину топки.

Чтобы уменьшить длину насадка горелки, увеличим диаметр огневых отверстий. Примем $d_{огн} = 6$ мм. По рис. 3.2 найдем новое значение максимально допустимой скорости выхода газовой смеси из отверстий $w_{max} = 2,9$ м/с при $\alpha' = 0,5$ и $d_{огн} = 6$ мм и пересчитаем значения $\sum f_{огн}$, n и l_n :

$$\sum f_{огн} = \frac{11,2 \cdot (1 + 0,5 \cdot 10,0)}{3600 \cdot 2,9} \cdot \frac{273 + 25}{273} = 0,007 \text{ м}^2;$$

$$n = \frac{0,007}{0,785 \cdot 0,006^2} = 248 \text{ шт.};$$

$$l_{\text{н}} = \frac{248}{2} \cdot 14,5 + 2 \cdot 14,5 \cdot 2 = 1856 \text{ мм.}$$

Далее проверяем баланс энергии в горелке.

Приход энергии находим по формуле (3.17). Для этого определим скорость газа на выходе из сопла по (3.18):

$$w_{\text{с}} = \frac{11,2}{3600 \cdot 0,000067} = 46,43 \text{ м/с.}$$

Тогда кинетическая энергия газа на выходе из сопла

$$E = \frac{46,43^2}{2} \cdot 0,75 = 808 \text{ кДж/м}^3.$$

Для определения затрат энергии на создание скорости инжектируемого воздуха при $t_{\text{в}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ найдем площадь поперечного сечения горловины

$$f_{\text{Г}} = 0,785d_{\text{Г}}^2 = 0,785 \cdot 0,110^2 = 0,0095 \text{ м}^2.$$

и скорость газозвушной смеси в горловине по (3.20):

$$w_{\text{Г}} = \frac{11,2 \cdot (1 + 0,5 \cdot 10,0)}{3600 \cdot 0,0095} \cdot \frac{273 + 25}{273} = 2,14 \text{ м/с.}$$

Тогда затраты энергии на создание скорости инжектируемого воздуха по формуле (3.19) составят

$$E_{\text{в}} = \frac{2,14^2 \cdot 0,5 \cdot 10,0 \cdot 1,185}{2} = 13,6 \text{ кДж/м}^3.$$

Затраты энергии на изменение скорости струи газа от w_c до w_r определяем по (3.21):

$$E_r = \frac{(46,43 - 2,14)^2}{2} \cdot 0,75 = 735,6 \text{ кДж/м}^3.$$

Чтобы определить затраты энергии в диффузоре, найдем площадь поперечного сечения выходного отверстия диффузора

$$f_d = 0,785d_d^2 = 0,785 \cdot 0,200^2 = 0,0314 \text{ м}^2.$$

и скорость газоздушнoй смеси в нем по выражению (3.23):

$$w_d = \frac{11,2 \cdot (1 + 0,5 \cdot 10,0)}{3600 \cdot 0,0314} \cdot \frac{273 + 25}{273} = 0,65 \text{ м/с}.$$

Затраты энергии в диффузоре на изменение скорости газоздушнoй смеси от w_r до w_d по (3.22) составят

$$E_d = \frac{(2,14^2 - 0,65^2)}{2} \cdot (0,75 + 0,5 \cdot 10,0 \cdot 1,185) \cdot (1 - 0,8) = 2,8 \text{ кДж/м}^3.$$

По выражению (3.24) определяем энергию потока газоздушнoй смеси в насадке, которая остается для создания скорости выхода смеси из горелочных отверстий

$$E_n = 808 - 13,6 - 735,6 - 2,8 = 56 \text{ кДж/м}^3.$$

Энергия потока газоздушнoй смеси на входе в насадок (кратер) горелки по (3.25):

$$E_{cm} = \frac{56}{1 + 0,5 \cdot 10,0} = 9,33 \text{ кДж/м}^3.$$

Для определения скорости выхода газоздушнoй смеси из горелочных отверстий найдем плотность газоздушнoй смеси по (3.27):

$$\rho_{cm} = \frac{0,75 + 0,5 \cdot 10,0 \cdot 1,185}{1 + 0,5 \cdot 10,0} = 1,11 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда скорость выхода смеси из горелочных отверстий по (3.26):

$$w_{см} = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{2}{1,11}} \cdot 0,7 \cdot 9,33 = 3,09 \text{ м/с.}$$

Для определения длины факелов горелки найдем тепловое напряжение горелочных отверстий по (3.30):

$$q_{огн} = \frac{11,2 \cdot 36000}{0,785 \cdot 0,06^2 \cdot 248} = 0,58 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

Тогда длина внутреннего и наружного конусов факела по (3.28) и (3.25) соответственно:

$$l_{вн} = 1,14 \cdot 6^2 \cdot 0,58 \cdot 10^6 \cdot 10^{-7} = 2,4 \text{ мм;}$$

$$l_{ф} = 7,1 \cdot 0,58 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{6^3} \cdot 10^{-7} = 6,1 \text{ мм.}$$

4. РАСЧЕТ ГОРЕЛОК ИНФРАКРАСНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ (ГИИ)

В данных горелках содержание NO_x в продуктах сгорания значительно ниже по сравнению с факельными горелками. Различают три группы горелок: 1) с керамическими; 2) металлокерамическими; 3) металлическими насадками.

Рассмотрим радиационные характеристики ГИИ.

При расчете и применении ГИИ необходимо знать баланс тепла в горелке:

$$Q_{общ} = Q_{и} + Q_{у} + Q_{п}, \text{ Вт,} \quad (4.1)$$

где $Q_{общ}$ – общая тепловая нагрузка;

$Q_{и}$ – излучаемое тепло, Вт;

$Q_{у}$ – тепло, уносимое продуктами сгорания, Вт;

$Q_{п}$ – потери тепла конструкцией горелки, Вт.

Общая тепловая нагрузка горелки определяется по выражению

$$Q_{\text{общ}} = \frac{V_{\text{г}} Q_{\text{н}}}{3,6}, \text{ Вт}, \quad (4.2)$$

где $V_{\text{г}}$ – расход газа горелкой, м³/ч;

$Q_{\text{н}}$ – низшая объемная теплота сгорания газа, кДж/м³.

Тепло, уносимое продуктами сгорания, $Q_{\text{у}}$ подсчитывается по формуле Равича:

$$Q_{\text{у}} = \frac{t_{\text{у}} - t_{\text{в}}}{t_{\text{max}}} \cdot (C_1 + (h - 1) \cdot kB) \cdot 100, \text{ Вт}, \quad (4.3)$$

где $t_{\text{у}}$ – температура уходящих продуктов сгорания, °С;

$t_{\text{в}}$ – температура воздуха в помещении, °С;

t_{max} – жаропроизводительность или максимальная температура при горении газа (2080 °С для сжиженного газа и 2010 °С для природного газа);

C_1, k – поправочные коэффициенты, принимаемые по табл. 4.1;

h – коэффициент разбавления продуктов сгорания;

B – отношение объемов сухих и влажных продуктов сгорания при $\alpha = 1$.

Таблица 4.1

Коэффициент	$t_{\text{у}}, \text{ } ^\circ\text{C}$					
	600	700	800	900	1000	1200
C_1	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,94
k	0,82	0,83	0,83	0,84	0,85	0,86

Потери тепла конструкцией горелки определяются

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{т}} F \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт}, \quad (4.4)$$

где $\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·°С;

F – площадь корпуса горелки, м²;

$t_{\text{к}}$ – температура корпуса горелки, °С.

Пирометрический коэффициент

$$\eta = \frac{Q_{\text{и}}}{Q_{\text{общ}}}. \quad (4.5)$$

Теоретическое значение пирометрического коэффициента определяется из соотношения

$$\eta_{\text{T}} = \frac{1 - C_y t_y}{C_{\text{o}_{\text{max}}} t_{\text{max}}}, \quad (4.6)$$

где $C_{\text{o}_{\text{max}}}$ – средняя теплоемкость продуктов сгорания от 0 °С до t_{max} , кДж/м³·°С.

Необходимая удельная тепловая нагрузка q_0 , при которой обеспечивается заданная температура на поверхности излучающего насадка $t_{\text{н}}$, и определенное теоретическое значение пирометрического коэффициента η_{T} , находится по уравнению

$$q_0 = \frac{5,767\varepsilon \cdot \left(\frac{T_{\text{н}}}{100}\right)^4}{\eta_{\text{T}}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (4.7)$$

где ε – коэффициент черноты поверхности излучения (для перфорированной керамической плитки $\varepsilon = 0,85$).

Расчет газовых горелок инфракрасного излучения инжекционного типа

Расчет сводится к определению размеров ее основных конструктивных элементов: сопла, горла, смесителя, конфузора, диффузора и насадка. Расчетная схема приведена на рис. 4.1.

Для расчета горелки необходимы следующие исходные данные:

- 1) тепловая нагрузка Q_{T} , Вт;
- 2) характеристики сжигаемого газа (низшая объемная теплота сгорания $Q_{\text{н}}$, кДж/м³; плотность ρ_0 , кг/м³; температура t , °С; химический состав, %);
- 3) давление газа перед соплом P_{T} , Па;
- 4) коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,05$.

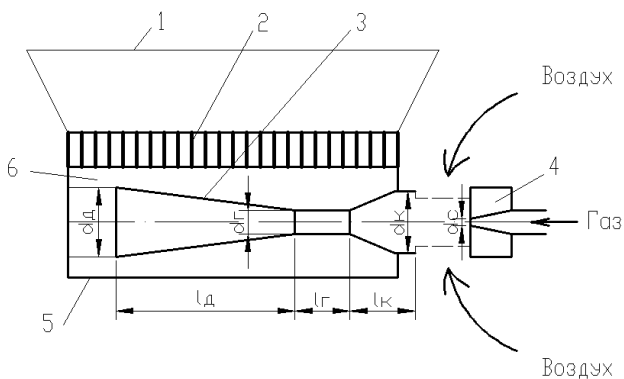


Рис. 4.1:

1 – рефлектор; 2 – керамическая плитка с огневыми отверстиями (каналами);
 3 – инжекционный смеситель; 4 – газовое сопло; 5 – корпус;
 6 – распределительная камера

Определяется расход газа на горелку

$$V_{\Gamma} = \frac{3,6Q_{\Gamma}}{Q_{\text{H}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (4.8)$$

площадь поперечного сечения сопла и его диаметр:

$$f_{\text{с}} = \frac{V_{\Gamma} \cdot 10^6}{3600w_{\text{с}}}, \text{ мм}^2, \quad (4.9)$$

$$d_{\text{с}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{с}}}{\pi}}, \text{ мм}, \quad (4.10)$$

где $w_{\text{с}}$ – скорость истечения газа из сопла.

Скорость истечения газа из сопла определяется по следующим формулам:

а) для низкого давления

$$w_{\text{с}} = \varphi \sqrt{\frac{2P_1}{\rho_0}}, \text{ м/с}, \quad (4.11)$$

б) для среднего давления (для докритического режима истечения)

$$w_c = \varphi \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot \frac{P_1'}{\rho_1} \left(1 - \left(\frac{P_2'}{P_1'} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \text{ м/с}, \quad (4.12)$$

где P_1 – давление газа перед соплом, Па;

ρ_0 – плотность газа, кг/м³;

k – показатель адиабаты;

P_1' – абсолютное давление газа перед соплом, Па;

P_2' – абсолютное давление газа на выходе из сопла, равное 101 325 Па;

ρ_1 – плотность газа при давлении P_1' , кг/м³;

φ – коэффициент расхода (зависит от формы сопла). Для сопла с углом 25° – $\varphi = 0,8$; с углом 8° – $\varphi = 0,87$. Для сопла с цилиндрической выходной частью и углом 45° значение φ зависит от отношения l_c/d_c и принимается по табл. 4.2.

Таблица 4.2

l_c/d_c	0,18	0,35	0,45	0,55	1,0	2,25	4,5
φ	0,75	0,84	0,85	0,87	0,85	0,84	0,83

Остальные конструктивные размеры горелки определяются по эмпирическим формулам. Для горелок с керамическими перфорированными насадками и соплом, рассчитанным на природный газ, диаметр горла инжекционного смесителя

$$d_\Gamma = (12...14)d_c, \text{ мм}, \quad (4.13)$$

диаметры конфузора и диффузора

$$d_k = d_d = (1,5...2,0)d_\Gamma, \text{ мм}, \quad (4.14)$$

длина конфузора

$$l_k = (1,5...2,2)d_\Gamma, \text{ мм}, \quad (4.15)$$

длина диффузора

$$l_d = \frac{d_d - d_r}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2}\right)}, \text{ мм}, \quad (4.16)$$

где β – угол расширения диффузора (принимается 6–8°);
длина горла смесителя, мм

$$l_r = (2,5 \dots 3,0) d_r. \quad (4.17)$$

Площадь для поступления воздуха в инжектор горелки определяется из условия, чтобы скорость его в этом сечении была не более 1 м/с ($w_b \leq 1$ м/с).

При расчете перфорированного керамического насадка используются опытные значения удельной тепловой нагрузки $q_o = 128 - 163$ кВт/м² и скорости газоздушной смеси 0,1–0,16 м/с; суммарное живое сечение огневых отверстий в плитке составляет 45–48 %.

Площадь излучающей поверхности насадка горелки определяется исходя из задаваемой тепловой нагрузки $Q_{\text{общ}}$ и удельной тепловой нагрузки q_o насадка:

$$F_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{общ}}}{q_o}, \text{ м}^2. \quad (4.18)$$

Количество керамических плиток рассчитывается по формулам:

$$n = \frac{F_{\text{и}}}{f_{\text{п}}}, \quad n = \frac{Q_{\text{общ}}}{q_{\text{п}}}, \quad (4.19)$$

где $f_{\text{п}}$ – площадь одной плитки, м² (заводами выпускаются перфорированные плитки размером 45 × 65 мм).

$q_{\text{п}}$ – номинальная тепловая нагрузка на одну плитку (45 × 65 мм) (по данным испытаний $q_{\text{п}} = 465 \dots 523$ Вт).

При расчете ГИИ с пористыми керамическими насадками на основании опытных данных отношение d_r/d_c принимается 14...16 для природного газа и 22...24 – для сжиженного газа. Горелки с такими насад-

ками могут обеспечить подсос первичного воздуха с $\alpha > 1$ только при среднем давлении газа. Площадь излучения пористого керамического насадка определяется из того, что плитка размером $105 \times 105 \times 30$ мм имеет номинальную тепловую нагрузку $1745\text{--}1800$ Вт.

ПРИМЕР 6. Рассчитать ГИИ с перфорированным керамическим насадком. Исходные данные: 1) общая тепловая нагрузка $Q_{\text{общ}} = 3950$ Вт; 2) природный газ (низшая теплота сгорания $Q_{\text{н}} = 35590$ кДж/м³; плотность $\rho_0 = 0,74$ кг/м³; теоретически необходимое количество воздуха $V_0 = 9,015$ м³/м³); 3) давление газа $P_{\text{г}} = 1300$ Па.

Решение. Определяем расход газа на горелку по (4.8):

$$V_{\text{г}} = \frac{3,6Q_{\text{общ}}}{Q_{\text{н}}} = \frac{3,6 \cdot 3950}{35590} = 0,4 \text{ м}^3/\text{ч}$$

и скорость истечения газа из сопла по (4.11):

$$w_{\text{с}} = 0,85 \sqrt{\frac{2 \cdot 1300}{0,74}} = 50,4 \text{ м/с,}$$

(применяем цилиндрическое сопло с $l_{\text{с}}/d_{\text{с}} = 1$).

Определяем все конструктивные размеры горелки по формулам (4.9), (4.10), (4.13)–(4.17):

$$f_{\text{с}} = \frac{0,4 \cdot 10^6}{3600 \cdot 50,4} = 2,2 \text{ мм}^2;$$

$$d_{\text{с}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,2}{3,14}} = 1,7 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{г}} = 14 \cdot 1,7 = 24 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{к}} = d_{\text{д}} = 1,5 \cdot 24 = 36 \text{ мм;}$$

$$l_{\text{к}} = 2 \cdot 24 = 48 \text{ мм;}$$

$$l_d = \frac{36 - 24}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{6}{2}\right)} = 114 \text{ мм};$$

$$l_T = 2,8 \cdot 24 = 67 \text{ мм}.$$

Площадь излучающей поверхности насадка горелки по формуле (4.18) будет

$$F_{\text{и}} = \frac{3,950}{162,71} = 0,0243 \text{ м}^2;$$

площадь одной плитки $f_{\text{п}} = 6,5 \cdot 4,7 = 30,6 \text{ см}^2 = 0,00306 \text{ м}^2$;
общее количество керамических плиток определяем по формуле (4.19):

$$n = \frac{0,0243}{0,00306} = 8 \text{ шт.}$$

Находим расход газа на одну плитку:

$$V_{\text{п}} = \frac{V_{\text{г}}}{n} = \frac{0,4}{8} = 0,05 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Скорость газозоудшной смеси в отверстиях плитки можно определить по следующей формуле:

$$w_{\text{см}} = \frac{V_{\text{п}} (1 + \alpha V_o) \cdot 10^6}{3600 \cdot 0,785 d_o^2 n_o},$$

где V_o – теоретически необходимое количество воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$;
 d_o – диаметр отверстия плитки, мм (принимаем $d_o = 1,5$ мм);
 n_o – количество отверстий в плитке, шт., (принимаем $n_o = 682$ шт.).

$$w_{\text{см}} = \frac{0,05 \cdot (1 + 1,05 \cdot 9,015) \cdot 10^6}{3600 \cdot 0,785 \cdot 1,5^2 \cdot 682} = 0,12 \text{ м/с}.$$

Полученная скорость укладывается в пределы допустимых скоростей 0,1–0,16 м/с.

Применение ГИИ для отопления

По капитальным и эксплуатационным расходам газовое инфракрасное отопление более экономично, чем применяемое конвективное, недостатком является необходимость удаления из помещения продуктов сгорания газа. Однако этот недостаток, как показывает опыт эксплуатации, может быть легко устранен правильной вытяжной вентиляцией этих помещений.

Система газового инфракрасного отопления состоит из газового ввода, распределительных и подводящих газопроводов, узла учета расхода газа, газовых ГИИ, запорных устройств, КИП и автоматики дистанционного розжига и безопасности. Система может работать как на природном сетевом газе, так и на сжиженном газе от групповой резервуарной установки. При снабжении от газовых сетей среднего или высокого давления должны предусматриваться ГРП (газорегуляторные пункты) или ГРУ (газорегуляторные установки).

Отключающие устройства должны устанавливаться перед каждой горелкой или группой горелок до резиноканевого рукава по ходу газа.

Регулирование теплоотдачи системы отопления можно осуществлять только путем изменения числа включенных горелок.

Расчет системы инфракрасного отопления сводится к комплексному решению следующих вопросов:

- 1) определения тепловой нагрузки системы отопления;
- 2) определения числа и типа ГИИ;
- 3) выбор схемы расположения ГИИ;
- 4) определение необходимого воздухообмена и выбор общеобменной приточно-вытяжной вентиляции.

Число горелок ГИИ находим по формуле

$$Z = \frac{Q_n}{Q_{\text{гип}} \eta_c}, \text{ шт.}, \quad (4.20)$$

где Q_n – тепловая нагрузка системы отопления, кВт;

$Q_{\text{гип}}$ – тепловая нагрузка горелки инфракрасного излучения, кВт;

η_c – КПД системы газового инфракрасного отопления (принимается от 0,8 до 0,95).

5. РАСЧЕТ ИНЖЕКЦИОННЫХ ГОРЕЛОК СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

Расчет сводится к выбору необходимого типа горелки, проверке возможности ее работы при данных условиях и определению необходимого давления газа перед горелкой.

Задаются числом устанавливаемых на котле n горелок, определяют расход газа на одну горелку

$$V_{\Gamma} = \frac{V_{\text{к}}}{n}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (5.1)$$

и ее тепловую нагрузку

$$Q_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma} Q_{\text{н}}}{3600}, \text{ кВт.} \quad (5.2)$$

По тепловой нагрузке выбирают необходимый тип горелки [3, 9] и выписывают диаметры ее основных элементов: сопла $d_{\text{с}}$, горловины d_{Γ} и насадка $d_{\text{н}}$, мм.

Расчетная схема горелки представлена на рис. 5.1.

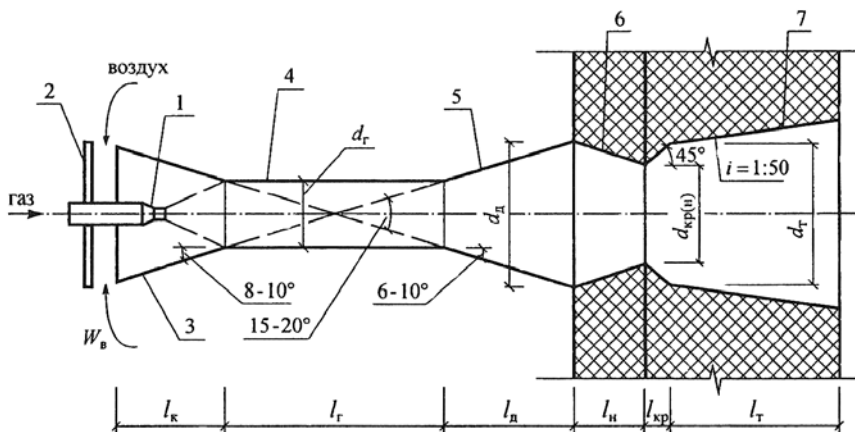


Рис. 5.1. Схема инжекционной горелки среднего давления:

- 1 – сопло; 2 – дроссель для регулирования количества воздуха; 3 – конфузор;
- 4 – горловина смесителя; 5 – диффузор; 6 – насадок горелки (кратер);
- 7 – горелочный туннель

В основу расчета инжекционных горелок положен закон сохранения энергии. Проверяется баланс энергии в горелке. Должно быть выдержано условие:

$$E_{\text{гор}} \geq E_{\text{в}} + E_{\text{г}} + E_{\text{д}} + E_{\text{н}} + E_{\text{пот}}, \text{ Дж/м}^3, \quad (5.3)$$

где $E_{\text{гор}}$ – кинетическая энергия струи газа, вытекающего из сопла;

$E_{\text{в}}, E_{\text{г}}$ – затраты энергии на инжекцию воздуха и на изменение скорости струи газа;

$E_{\text{д}}, E_{\text{н}}, E_{\text{пот}}$ – затраты энергии в диффузоре, насадке и с выходной скоростью газовой смеси из насадки горелки.

Определяются затраты энергии:

– на инжекцию воздуха, то есть на создание скорости эжектируемого воздуха $W_{\text{в}}$:

$$E_{\text{в}} = \frac{W_{\text{г}}^2 \rho_{\text{в}} \alpha V_0}{2}, \text{ Дж/м}^3, \quad (5.4)$$

где $W_{\text{г}}$ – скорость газовой смеси в горловине:

$$W_{\text{г}} = \frac{V_{\text{г}} (1 + V_{\text{д}})}{3600 \cdot 0,785 d_{\text{г}}^2} \cdot \frac{273 + t_{\text{см}}}{273}, \text{ м/с}, \quad (5.5)$$

где $t_{\text{см}}$ – температура газовой смеси в горловине, °С; принимается равной температуре воздуха в помещении;

– на изменение скорости струи газа от $W_{\text{с}}$ до $W_{\text{г}}$:

$$E_{\text{г}} = \frac{(W_{\text{с}} - W_{\text{г}})^2 \rho_0}{2}, \text{ Дж/м}^3, \quad (5.6)$$

где $W_{\text{с}}$ – скорость выхода газа из сопла, м/с.

Она определяется, исходя из закона сохранения количества движения при смешении газа и воздуха. Количество движения 1 м³ выходящего из сопла газа равно $W_{\text{с}} \cdot \rho_0$, а инжектируемого из атмосферы воздуха может приниматься равным нулю, так как он не имеет первоначальной скорости.

В горловине смесителя смесь газа и воздуха приобретает скорость W_{Γ} и соответствующее ей количество движения $W_{\Gamma}(\rho_o + \alpha V_o \rho_b)$. Тогда уравнение сохранения количества движения

$$W_c \rho_o = W_{\Gamma} (\rho_o + \alpha V_o \rho_b).$$

Отсюда

$$W_c = \frac{W_{\Gamma} (\rho_o + \alpha V_o \rho_b)}{\rho_o} = W_{\Gamma} \left(1 + V_d \frac{\rho_b}{\rho_o} \right), \text{ м/с.} \quad (5.7)$$

Скорость выхода газа из сопла не должна превышать 300 м/с, в противном случае необходимо сделать пересчет, выбрав горелку большей тепловой мощности.

Затраты энергии в диффузоре при изменении скорости газовой смеси

$$E_d = \frac{W_{\Gamma}^2 - W_d^2}{2} (1 + \alpha V_o) \rho_{см} (1 - \eta), \text{ Дж/м}^3, \quad (5.8)$$

где η – КПД диффузора, зависящий от отношения d_{Γ}/d_d , принимаемый по табл. 5.1

Таблица 5.1

Значения коэффициента η

d_{Γ}/d_d	0,55	0,65
η	0,80	0,75

W_d – скорость смеси в выходном сечении диффузора:

$$W_d = \frac{V_{\Gamma} (1 + \alpha V_o)}{3600 f_d} \cdot \frac{273 + t_{см}}{273}, \text{ м/с,} \quad (5.9)$$

где $f_d = \pi d_d^2/4$, м²; ($d_d = (1,5 \dots 1,8) d_r$, мм);

$\rho_{см}$ – плотность газовой смеси в выходном сечении диффузора:

$$\rho_{см} = \frac{\rho_o + \alpha V_o \rho_B}{1 + \alpha V_o} \cdot \frac{273}{273 + t_{см}}, \text{ кг/м}^3, \quad (5.10)$$

Затраты энергии в насадке горелки

$$E_H = \frac{1,5 \cdot (W_d - W_H)^2}{2} \cdot (1 + \alpha V_o) \rho_{см}, \text{ Дж/м}^3, \quad (5.11)$$

где W_H определяют по формуле

$$W_H = \frac{V_{см}}{3600 \cdot 0,785 d_H^2} \cdot \frac{273 + t_{см}}{273} = \frac{V_r (1 + V_d)}{3600 \cdot 0,785 d_H^2} \cdot \frac{273 + t_{см}}{273}, \text{ м/с}. \quad (5.12)$$

Скорость выхода газовой смеси из насадки горелки не должна быть меньше скорости распространения пламени для смеси данного газа при минимальном расходе газа горелкой (обычно 10 м/с и более [10]).

Затраты энергии с выходной скоростью газовой смеси из насадки горелки

$$E_{пот} = \frac{W_H^2}{2} \rho_{см} (1 + \alpha V_o), \text{ Дж/м}^3, \quad (5.13)$$

здесь

$$\rho'_{см} = \frac{\rho_o + \alpha V_o \rho_B}{1 + \alpha V_o} \cdot \frac{273}{273 + t_H}, \text{ кг/м}^3, \quad (5.14)$$

где t_H – температура газовой смеси на выходе из насадки, °С; принимается $t_H = 50$ °С.

Определяют общие затраты энергии $\Sigma E = E_{\text{в}} + E_{\text{г}} + E_{\text{д}} + E_{\text{н}} + E_{\text{пот}}$.

Находят кинетическую энергию струи газа $E_{\text{гор}}$, вытекающего из сопла:

$$E_{\text{гор}} = \frac{W_{\text{с}}^2}{2} \rho_0, \text{ Дж/м}^3, \quad (5.15)$$

и проверяют баланс энергии по формуле (5.3). Если $E_{\text{гор}} < \Sigma E$, то необходимо принять большую скорость выхода газа из сопла.

Для определения недостающих конструктивных размеров горелок можно использовать следующие зависимости.

Диаметр входного сечения конфузора определяется по формулам (3.9) и (3.10). Скорость воздуха во входном сечении конфузора принимается $W_{\text{в}} = 2 \text{ м/с}$.

Длина горловины определяется из соотношения

$$l_{\text{г}} = (3 - 9)d_{\text{г}}, \text{ м.} \quad (5.16)$$

Длины диффузора, насадка и конфузора определяются по формуле (3.16), при этом угол раскрытия конуса принимается для диффузора $6-8^\circ$, для конфузора $-40-60^\circ$, для насадка -30° .

Определяют необходимое давление газа перед горелкой $P_{\text{гор}}$

$$P_{\text{гор}} = \frac{E_{\text{гор}}}{\mu_0}, \text{ Па,} \quad (5.17)$$

где μ_0 – коэффициент расхода отверстий головки горелки, учитывающий потери при истечении. Так как выходной насадок – это канал длиной от 2 до 4 диаметров отверстий, то $\mu_0 = 0,75 \dots 0,82$.

Необходимо учесть, что максимальное давление газа перед горелкой не должно превышать критического давления, равного для природного газа 90 000 Па (табл. 5.2). При большем давлении нарушается режим истечения газа из сопла, меняется состав газоздушной смеси.

Таблица 5.2

Расчетные характеристики инжекционных горелок
среднего давления

Наименование	Величина
Минимальное давление газа перед горелкой для устойчивости работы	10–30 кПа
То же максимальное (при перегрузке в три раза)	90 кПа
То же при повышенных пределах регулирования	150 кПа
То же при работе на подогретом воздухе	0,2–0,3 МПа (избыточное)
Необходимое разрежение в топке	0–30 Па
Коэффициент избытка воздуха в горелке α	1,02–1,15
Скорость выхода газозвушной смеси для природного газа, м/с	10–20 м/с
То же для искусственных газов	15–30 м/с
Тепловое напряжение объема туннеля	1,2–5,9 Вт/м ³
То же топочного объема	$700 \cdot 10^3$ Вт/м ³
Диаметр туннеля d_t , мм	$2,5d_{кр}$
Длина туннеля для стабилизации горения природного газа l_t , мм	$6d_{кр} + 30$

Как известно, нормальная устойчивая работа большинства промышленных горелок при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$ обеспечивается только при наличии стабилизации фронта горения (керамические туннели, пластинчатые стабилизаторы и т. д.). Для горелки Стальпроекта конструктивные размеры горелочных туннелей (рис. 5.2) приведены в [17, 19] и табл. 5.3. Туннель подбирается по диаметру выходного насадка горелки d_n .

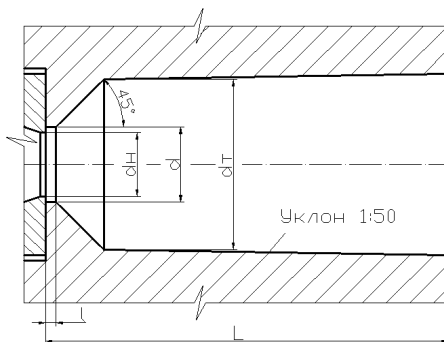


Рис. 5.2. Общий вид горелочного туннеля

Таблица 5.3

Размеры горелочных туннелей инжекционных горелок
Стальпроекта

Диаметр выходного насадка горелки $d_{из}$, мм	Размеры туннеля, мм				Минимальная длина
	d	d_T	l	Оптимальная длина, L	
15	20	45	10	120	Не менее оптимального значения
18	25	50	10	130	
21	30	55	10	140	
24	35	60	10	150	
28	40	70	10	170	
32	45	80	10	200	
37	50	90	15	230	
42	55	100	15	260	
48	60	115	15	300	
56	70	135	15	350	
65	80	155	15	400	450–500
75	95	180	15	450	
86	110	210	20	500	
100	130	240	20	600	
116	150	280	20	700	500–800 (применяемая на практике)
134	175	320	20	800	
154	200	370	25		
178	230	430	25		
205	260	500	25		
235	300	570	25		
270	340	650	25		

Для определения скорости, при которой наступает отрыв пламени для горелок с керамическими туннелями, используют формулу

$$W_{\text{отр}} = C_1 \alpha^{-2} W_{\text{норм}}^{1,5} \left(\frac{d_{\text{т}}}{a} \right)^{0,5}, \text{ м/с}, \quad (5.18)$$

где C_1 – эмпирический коэффициент, $C_1 = 0,575 \cdot 10^2$;

$W_{\text{норм}}$ – нормальная скорость распространения пламени, м/с. Целесообразно рассматривать только максимальное значение скорости $W_{\text{норм}} = 0,38 \text{ м/с}$ [18];

a – коэффициент температуропроводности смеси, $\text{м}^2/\text{с}$; $a = 0,213 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ [18].

Для определения скорости, при которой наступает проскок пламени, пользуются формулой

$$W_{\text{пр}}^{\text{max}} = C_2 W_{\text{норм}}^2 \frac{d_{\text{н}}}{a}, \text{ м/с}, \quad (5.19)$$

где C_2 – эмпирический коэффициент, $C_2 = 7,75 \cdot 10^{-3}$.

Проверяется, чтобы $W_{\text{пр}}^{\text{max}} < W_{\text{н}}$ и $W_{\text{отр}} > W_{\text{н}}$, что обеспечивает стабилизацию пламени.

При расчете горелок с пластинчатыми стабилизаторами можно пользоваться методикой, приведенной в [10].

ПРИМЕР 4. Для котла «Энергия–6» с расходом газа $V_{\text{к}} = 68,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ необходимо подобрать инжекционные горелки среднего давления туннельного типа. Используется природный газ с $\rho_0 = 0,74 \text{ кг/м}^3$; $Q_{\text{н}} = 37\,240 \text{ кДж/м}^3$. Теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания 1 м^3 газа, $V_0 = 10,1 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,05$.

Решение. Принимаем к установке на котел три горелки. Тогда расход газа на одну горелку по формуле (5.1) составит

$$V_{\text{г}} = \frac{68,3}{3} = 22,7 \text{ м}^3/\text{ч},$$

а тепловая нагрузка горелки по формуле (5.2):

$$Q_{\Gamma} = \frac{22,7 \cdot 37240}{3600} = 234,8 \text{ кВт.}$$

Выбираем для котла инжекционные горелки конструкции Сталь-проекта (рис. 5.3). Технические характеристики данных горелок приведены в табл. 5.4. Принимаем горелку типа В с тепловой нагрузкой $Q_{\Gamma} = 390$ кВт. Диаметры основных элементов горелки: $d_c = 8,3$ мм; $d_r = 81$ мм; $d_n = 100$ мм (см. табл. 5.4).

Определяем скорость газозадушной смеси в горловине по формуле (5.5):

$$W_{\Gamma} = \frac{22,7 \cdot (1 + 1,05 \cdot 10,1)}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,081^2} \cdot \frac{273 + 20}{273} = 15,3 \text{ м/с;}$$

и затраты энергии на инжекцию воздуха по выражению (5.4):

$$E_{\text{в}} = \frac{15,3^2 \cdot 1,293 \cdot 1,05 \cdot 10,1}{2} = 1604,9 \text{ Дж/м}^3.$$

Находим скорость выхода газа из сопла по формуле (5.7):

$$W_c = 15,3 \cdot \left(1 + 1,05 \cdot 10,1 \cdot \frac{1,293}{0,74} \right) = 298,8 \text{ м/с}$$

и затраты энергии на изменение скорости струи газа по выражению (5.6):

$$E_{\Gamma} = \frac{(298,8 - 15,3)^2 \cdot 0,74}{2} = 29737,7 \text{ Дж/м}^3.$$

Приняв $d_d = 1,8 d_r$, получим $d_d = 1,8 \cdot 81 = 145,8$ мм и $f_d = (3,14/4) \times 0,1458^2 = 0,0167 \text{ м}^2$.

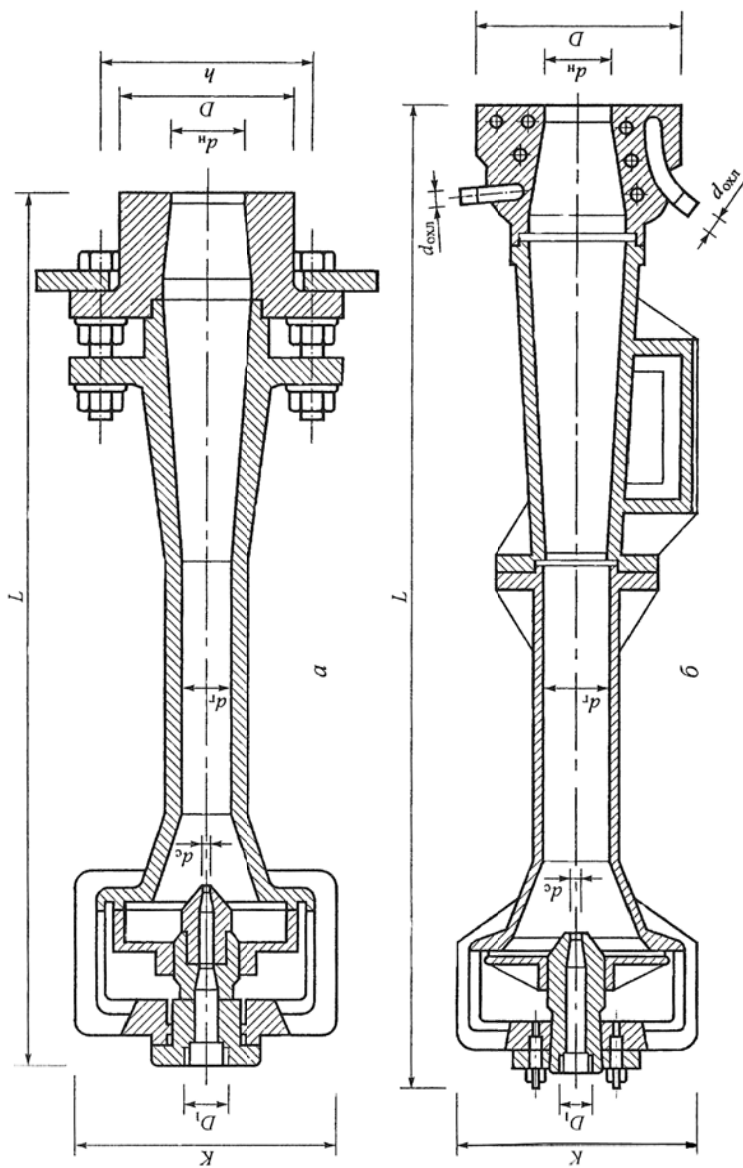


Рис. 5.3. Инжекционная горелка среднего давления Стальпроекта, тип «В»:

a – без охлаждаемого насадка, *б* – с водоохлаждаемым насадком

Таблица 5.4

Основные технические характеристики инжекционных горелок
Стальпроекта типа В (рис. 5.3) [3, 9]

Типоразмер	Номинальная тепловая мощность, кВт	Размеры, мм									Масса, кг
		D_1	d_c	d_T	d_H	D	K	L	h	$d_{\text{охл}}$	
В 15/ d_c	8,7	½	0,9–1,6	12	15	60	110	220	80	–	5,0
В 18/ d_c	14	½	1,1–2,0	15	18	60	110	250	80	–	5,3
В 21/ d_c	18	½	1,2–2,3	17	21	60	110	275	80	–	5,6
В 24/ d_c	23	½	1,4–2,6	19	24	80	135	300	100	–	9,0
В 28/ d_c	31	½	1,6–3,0	23	28	80	135	335	100	–	9,5
В 32/ d_c	41	½	2,0–3,5	26	32	80	135	375	100	–	9,8
В 37/ d_c	54	½	2,1–4,0	30	37	100	165	440	120	–	14,3
В 42/ d_c	58	½	2,4–4,5	34	42	100	165	490	120	–	14,8
В 48/ d_c	92	½	2,8–5,2	39	48	120	165	545	140	–	21,0
В 56/ d_c	130	¾	3,2–6,1	45	56	120	215	625	140	–	26,0
В 65/ d_c	170	¾	3,8–7,0	53	65	140	215	700	170	–	33,5
В 75/ d_c	220	¾	4,4–8,1	61	75	140	215	800	170	–	35,2
В 86/ d_c	290	1	5,0–9,3	70	86	220	285	960	130	½	64,0
В 100/ d_c	390	1	5,8–10,8	81	100	260	285	1095	130	½	82,0
В 116/ d_c	530	1¼	6,7–12,6	94	116	300	330	1240	160	½	111,0
В 134/ d_c	720	1¼	7,7–14,5	108	134	350	360	1420	160	¾	152,0
В 154/ d_c	970	1½	8,9–16,7	125	154	410	410	1615	200	1	218,0
В 178/ d_c	1300	1½	10,4–19,3	145	178	470	475	1840	200	1	250,0
В 205/ d_c	1700	2	11,9–22,2	166	205	490	555	2130	220	1	359,0
В 235/ d_c	2200	2	13,6–25,4	190	235	510	605	2400	220	1	421,0

Примечание. D_1 и $d_{\text{охл}}$ даны в дюймах.

Плотность газоздушнoй смеси в выходном сечении диффузора по формуле (5.10):

$$\rho_{\text{см}} = \frac{0,74 + 1,05 \cdot 10,1 \cdot 1,293}{1 + 1,05 \cdot 10,1} \cdot \frac{273}{273 + 20} = 1,16 \text{ кг/м}^3,$$

а скорость смеси в нем по выражению (5.9) составит

$$W_{\text{д}} = \frac{22,7 \cdot (1 + 1,05 \cdot 10,1)}{3600 \cdot 0,0167} \cdot \frac{273 + 20}{273} = 4,7 \text{ м/с.}$$

Подставив значения W_d и $\rho_{см}$ в формулу (5.8), найдем затраты энергии в диффузоре

$$E_d = \frac{15,3^2 - 4,7^2}{2} \cdot (1 + 1,05 \cdot 10,1) \cdot 1,16 \cdot (1 - 0,8) = 285,4 \text{ Дж/м}^3.$$

Определяем скорость выхода газоздушной смеси из насадка по формуле (5.12):

$$W_H = \frac{22,7 \cdot (1 + 1,05 \cdot 10,1)}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,1^2} \cdot \frac{273 + 20}{273} = 10,0 \text{ м/с},$$

и затраты энергии в насадке по формуле (5.11):

$$E_H = \frac{1,5 \cdot (4,7 - 10,0)^2}{2} \cdot (1 + 1,05 \cdot 10,1) \cdot 1,16 = 283,6 \text{ Дж/м}^3.$$

Плотность газоздушной смеси на выходе из насадка находим по выражению (5.14):

$$\rho'_{см} = \frac{0,74 + 1,05 \cdot 10,1 \cdot 1,293}{1 + 1,05 \cdot 10,1} \cdot \frac{273}{273 + 50} = 1,05 \text{ кг/м}^3,$$

и тогда затраты энергии с выходной скоростью смеси из насадка по формуле (5.13):

$$E_{пот} = \frac{10,0^2}{2} \cdot 1,05 \cdot (1 + 1,05 \cdot 10,1) = 609,3 \text{ Дж/м}^3.$$

Общие затраты энергии

$$\Sigma E = 1604,9 + 29737,7 + 285,4 + 283,6 + 609,3 = 32520,9 \text{ Дж/м}^3.$$

Кинетическую энергию струи газа, вытекающего из сопла, находим по формуле (5.15)

$$E_{гор} = \frac{298,8^2}{2} \cdot 0,74 = 33034,1 \text{ Дж/м}^3.$$

Таким образом, $E_{гор} > \Sigma E$.

Находим по выражению (5.17) необходимое давление газа перед горелкой

$$P_{\text{гор}} = \frac{33034,1}{0,8^2} = 51616 \text{ Па.}$$

Определяем скорость отрыва пламени по формуле (5.18):

$$W_{\text{отр}} = 0,575 \cdot 10^2 \cdot 1,05^{-2} \cdot 0,38^{1,5} \cdot \left(\frac{0,250}{0,213 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,5} = 13,24 \text{ м/с} > W_{\text{н}}$$

и скорость проскока пламени по формуле (5.19):

$$W_{\text{пр}}^{\text{max}} = 7,75 \cdot 10^{-3} \cdot 0,38^2 \cdot \frac{0,1}{0,213 \cdot 10^{-4}} = 5,3 \text{ м/с} < W_{\text{н}}.$$

Таким образом, стабилизация пламени при использовании керамического туннеля будет обеспечена.

По выражению (3.9) определяем площадь входного сечения конфузора

$$f_{\text{к}} = \frac{22,7 \cdot 1,05 \cdot 10,1}{3600 \cdot 2} = 0,033 \text{ м}^2$$

и по формуле (3.10) его диаметр

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{0,033}{0,785}} = 0,205 \text{ м} = 205 \text{ мм.}$$

Длину горловины находим из соотношения (5.16):

$$l_{\text{г}} = 3d_{\text{г}} = 3 \cdot 81 = 243 \text{ мм.}$$

Длины диффузора, насадка и конфузора по (3.16) соответственно:

$$l_d = \frac{145,8 - 81,0}{2 \operatorname{tg} \frac{8^\circ}{2}} = 514,3 \text{ мм};$$

$$l_n = \frac{145,8 - 100,0}{2 \operatorname{tg} \frac{30^\circ}{2}} = 95,4 \text{ мм};$$

$$l_k = \frac{205,0 - 81,0}{2 \operatorname{tg} \frac{60^\circ}{2}} = 124,0 \text{ мм}.$$

6. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ГОРЕЛОК

Расчет сводится к выбору необходимого типа горелки, проверке возможности ее работы при данных условиях, определению необходимого давления газа и воздуха перед горелкой. Тип горелки принимается в зависимости от технологических параметров рассматриваемого агрегата. В соответствии с величиной тепловой нагрузки агрегата или расхода газа выбирается номер (шифр) горелки и проверяется устойчивость работы в данных условиях.

Исходными данными для расчета являются:

- расчетный расход сжигаемого газа V_r , м³/ч;
- химический состав, плотность ρ_0 , кг/м³, и теплота сгорания газа Q_n , кДж/м³;
- теоретически необходимое для сжигания 1 м³ газа количество воздуха V_0 , м³/м³;
- коэффициент избытка воздуха α .

Из условия стабилизации процесса горения, чтобы избежать проскока пламени, скорость выхода газозвушной смеси из отверстия должна быть значительно больше действительной скорости распространения пламени.

Определяется максимальная нормальная скорость распространения пламени W_n^{\max} для газа заданного состава

$$W_{\text{H}}^{\text{max}} = l^{\text{max}} \frac{W_{\text{HCH}_4}^{\text{max}} \cdot \frac{y_{\text{CH}_4}}{l_{\text{CH}_4}} + W_{\text{HC}_2\text{H}_6}^{\text{max}} \cdot \frac{y_{\text{C}_2\text{H}_6}}{l_{\text{C}_2\text{H}_6}} + \dots}{y_{\text{CH}_4} + y_{\text{C}_2\text{H}_6} + \dots}, \text{ м/с}, \quad (6.1)$$

где l^{max} – содержание сложного газа в смеси, обеспечивающее максимальную скорость распространения пламени (т. е. горючая часть):

$$l^{\text{max}} = \frac{y_{\text{CH}_4} + y_{\text{C}_2\text{H}_6} + \dots}{\frac{y_{\text{CH}_4}}{l_{\text{CH}_4}} + \frac{y_{\text{C}_2\text{H}_6}}{l_{\text{C}_2\text{H}_6}} + \dots}, \%, \quad (6.2)$$

где y – содержание отдельных компонентов в горючей смеси, считая, что сумма горючих компонентов составляет 100 %:

$$y_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \frac{100}{100 - \text{Б}}, \%, \quad (6.3)$$

$$y_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \frac{100}{100 - \text{Б}}, \text{ и т. д.}, \quad (6.4)$$

где $\text{CH}_4, \text{C}_2\text{H}_6, \dots$ – содержание метана, этана и т. д. в смеси, %;

$\text{Б} = \text{CO}_2 + \text{N}_2$ – балласт газовой смеси, %;

l – содержание отдельных газов в смеси с воздухом, дающее максимальную скорость распространения пламени, %;

Если в газе заданного состава балласт ($\text{CO}_2 + \text{N}_2$) составляет более 5 %, рекомендуется определять нормальную скорость распространения пламени без учета балласта, а затем вводить поправку по формуле

$$W_{\text{H}}^{\text{б}} = W_{\text{H}}^{\text{max}} (1 - 0,01 \text{N}_2 - 0,012 \text{CO}_2). \quad (6.5)$$

Действительная скорость распространения пламени в реальных условиях

$$W_{\text{H}}^{\text{действ}} = W_{\text{H}}^{\text{б}} K_d K_t K_p, \quad (6.6)$$

где K_d – коэффициент, учитывающий влияние диаметра струйного насадка (скорость распространения пламени возрастает с увеличением диаметра трубы) (рис. 6.1);

K_t – поправка на влияние температуры смеси (с повышением температуры скорость распространения пламени увеличивается)

$$K_t = \left(\frac{T + t_{\text{нас}}}{T} \right)^n,$$

где $n = 1,7 \dots 2$.

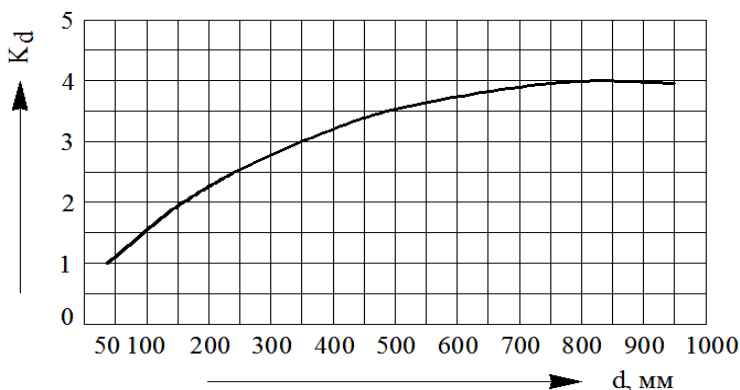


Рис. 6.1. График поправки K_d скорости распространения пламени в трубах разных диаметров

Для неохлаждаемых горелок можно принимать $K_p = 1,3 \dots 1,5$. Учитывая возможность регулирования газозвушной смеси с соотношениями объемов газа и воздуха в пределах от 15 до 100 % номинальной производительности, вводится поправочный коэффициент глубины регулирования

$$K_p = \frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}}.$$

Коэффициент K_p зависит от режима работы газоиспользующей установки. Для промышленных печей и котлов $K_p = 2 \dots 4$.

Определяется, с какой скоростью будет выходить газоздушная смесь из отверстий насадка горелки $W_{\text{нас}}$:

$$W_{\text{нас}} = \frac{V_{\text{см}}}{f_{\text{нас}} n_{\text{нас}} \cdot 3600}, \text{ м/с}, \quad (6.7)$$

где $V_{\text{см}}$ – расход газоздушной смеси:

$$V_{\text{см}} = V_{\text{Г}} + \alpha V_{\text{о}} V_{\text{Г}} \left(\frac{T_{\text{о}} + t_{\text{в}}}{T_{\text{о}}} \right), \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (6.8)$$

$f_{\text{нас}}$ – живое сечение насадка для прохода газоздушной смеси:

$$f_{\text{нас}} = \frac{\pi d_1^2}{4}, \text{ см}^2; \quad (6.9)$$

$n_{\text{нас}}$ – число элементов в горелке.

Проверяется выполнение условия $W_{\text{нас}} > W_{\text{н}}^{\text{действ}}$.

Определяется необходимое давление газа перед горелкой

$$P_{\text{Г}} = \frac{W_{\text{с}}^2 \rho_{\text{о}}}{2\mu^2}, \text{ Па}, \quad (6.10)$$

где $W_{\text{с}}$ – скорость истечения газа из сопла:

$$W_{\text{с}} = \frac{V_{\text{Г}}}{n_{\text{нас}} f_{\text{с}} n_{\text{с}} \cdot 3600}, \text{ м/с}; \quad (6.11)$$

$\rho_{\text{о}}$ – плотность газа, кг/м^3 ;

μ – коэффициент скорости истечения, для просверленных отверстий может приниматься равным 0,75;

$f_{\text{с}}$ – живое сечение сопла, см^2 ;

$n_{\text{с}}$ – число газовых отверстий в элементе.

Проверяется соответствие давления газа рекомендациям (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Расчетные характеристики смесительных горелок
низкого и среднего давления

Наименование	Величина
Давление газа перед горелкой $P_{гор}$ при $V < 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$	500–2000 Па
То же при $V > 1000 \text{ м}^3/\text{ч}$	5000 Па (низкого P) 30–50 кПа (среднего P)
Давление воздуха перед горелками	300–3000 Па
Необходимое разрежение в топке	5–10 Па
Коэффициент избытка воздуха в горелке α	1,05–1,2
Длина факела при минимальных нагрузках	0,2 м
Длина факела при максимальных нагрузках	1,0–1,5
Температура горелки около фронтальной плиты	140–150 °С
Допустимая скорость газозвушной смеси, поступающей из устья горелки	10–30 м/с

Определяется площадь сечения газовых трубок $f_{тр}$ при скорости движения газа в них $W_{тр} = 10 \text{ м/с}$:

$$f_{тр} = \frac{V_{г} \cdot 10^4}{3600 n_{тр} W_{тр}}, \text{ см}^2, \quad (6.12)$$

Проверяется скорость выхода газозвушной смеси из амбразуры

$$W_{см}^{амбр} = \frac{V_{см} \left(\frac{T_0 + t_{см}^{амбр}}{T_0} \right)}{3600 \cdot F_{амбр}}, \quad (6.13)$$

где $t_{\text{см}}^{\text{амбр}}$ – температура смеси в амбразуре принимается больше температуры воспламенения (для метана предельная температура воспламенения равна 850 °С);

$F_{\text{амбр}}$ – поперечная площадь сечения амбразуры (форма амбразуры смесительной горелки является цилиндрической, что дает возможность сосредоточить пламя на стенках амбразуры и при форсированной работе горелки исключает отрыв пламени):

$$F_{\text{амбр}} = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ см}^2. \quad (6.14)$$

Скорость $W_{\text{см}}^{\text{амбр}}$ должна быть менее 30 м/с.

Определяется необходимое давление воздуха $P_{\text{в}}^{\text{гоп}}$ перед горелкой как сумма потерь давления от местных сопротивлений и давления воздуха перед смесительной камерой:

$$P_{\text{в}}^{\text{гоп}} = P_{\text{вх}} + P_{\text{пов}} + P_{\text{в}}, \text{ Па}, \quad (6.15)$$

где $P_{\text{вх}}$ – потеря давления на входе воздуха в горелку от расширения потока, определяется по формуле (6.16), Па;

$P_{\text{пов}}$ – потеря давления на повороте струи воздуха в горелке, определяется по формуле (6.20), Па;

$P_{\text{в}}$ – давление воздуха перед смесительной камерой, определяется по формуле (6.22), Па.

$$P_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{W_{\text{вх}}^2}{2} \rho_{\text{в}}, \text{ Па}, \quad (6.16)$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ – коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении:

$$\zeta_{\text{вх}} = \left(1 - \frac{D_{\text{в}}^2}{D^2}\right)^2, \quad (6.17)$$

где D_B – диаметр воздушного отверстия, мм;

D – диаметр амбразуры, мм;

$W_{\text{вх}}$ – скорость входа воздуха:

$$W_{\text{вх}} = \frac{V_{\text{возд}}}{3600 \cdot \frac{\pi D_B^2}{4}} = \frac{\alpha V_o V_{\Gamma} \left(\frac{T_o + t_B}{T_o} \right)}{3600 \cdot 0,785 D_B^2}, \text{ м/с}; \quad (6.18)$$

ρ_B – плотность воздуха:

$$\rho_B = \rho_{B_o} \frac{T_o}{T_o + t_B}, \text{ кг/м}^3, \quad (6.19)$$

$$P_{\text{пов}} = \zeta_{\text{пов}} \frac{W_{\text{гор}}}{2} P_B, \text{ Па}, \quad (6.20)$$

где $\zeta_{\text{пов}}$ – коэффициент местного сопротивления при повороте потока; по экспериментальным данным $\zeta_{\text{пов}} = 1,4 \dots 1,5$;

$W_{\text{гор}}$ – скорость воздуха в горелке:

$$W_{\text{гор}} = \frac{V_{\text{возд}}}{3600 \cdot (f_{\text{гор}} - n f_{\text{тр}})}, \text{ м/с}, \quad (6.21)$$

$$P_B = \frac{(W_B^{\text{нас}})^2}{\mu^2 \cdot 2} \rho_B, \text{ Па}, \quad (6.22)$$

где $W_B^{\text{нас}}$ – скорость воздуха в насадке:

$$W_B^{\text{нас}} = \frac{V_{\text{возд}}}{3600 f_{\text{нас}} n_{\text{нас}}}, \text{ м/с}, \quad (6.23)$$

ПРИМЕР 5. Рассчитать газовую горелку низкого давления с принудительной подачей воздуха, предназначенную для сжигания газа следующего химического состава: $\text{CH}_4 - 85\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 - 5\%$; $\text{CO}_2 - 3\%$; $\text{N}_2 - 7\%$. Плотность газа $\rho_0 = 0,75 \text{ кг/м}^3$; низшая теплота сгорания $Q_{\text{н}} = 33\,651 \text{ кДж/м}^3$; теплопроизводительность горелки $Q_{\text{г}} = 700 \text{ кВт}$; расход газа горелкой $V_{\text{г}} = 75 \text{ м}^3/\text{ч}$; теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м^3 газа $V_0 = 9,0 \text{ м}^3 \text{ возд./м}^3 \text{ газа}$; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,05$.

Решение. Принимаем к установке двухпроводную горелку типа ГА конструкции Мосгазниипроекта (рис. 6.2) со следующими основными техническими характеристиками: шифр 1229; $Q_{\text{г}}^{\text{ном}} = 610 \text{ кВт}$; $V_{\text{г}}^{\text{ном}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$; число элементов $n_{\text{нас}} = 8$ шт.; число газовых отверстий в элементе $n_{\text{с}} = 8$ шт. Размеры насадка $d_1 = 53 \text{ мм}$; сопла $d_{\text{с}} = 3,1 \text{ мм}$; амбразуры $d_{\text{амбр}} = 320 \text{ мм}$; входного отверстия для газа $D_{\text{г}} = 88,5 \text{ мм}$; воздушного отверстия $D_{\text{в}} = 181 \text{ мм}$ (табл. 6.2).

Определяем по (6.3), (6.4) содержание метана и этана в горючей смеси, считая, что сумма горючих компонентов составляет 100% :

$$y_{\text{CH}_4} = 85 \cdot \frac{100}{100 - 10} = 94,4\%,$$

$$y_{\text{C}_2\text{H}_6} = 5 \cdot \frac{100}{100 - 10} = 5,6\%,$$

$$(B = \text{N}_2 + \text{CO}_2 = 7 + 3 = 10\%).$$

Содержание этих газов в смеси с воздухом, дающее максимальную скорость распространения пламени, равняется $l_{\text{CH}_4} = 10,5\%$; $l_{\text{C}_2\text{H}_6} = 6,3\%$.

Определяем по (6.2) содержание сложного газа в смеси, обеспечивающее максимальную скорость распространения пламени:

$$l^{\text{max}} = \frac{94,4 + 5,6}{\frac{94,4}{10,5} + \frac{5,6}{6,3}} = 10,1\%.$$

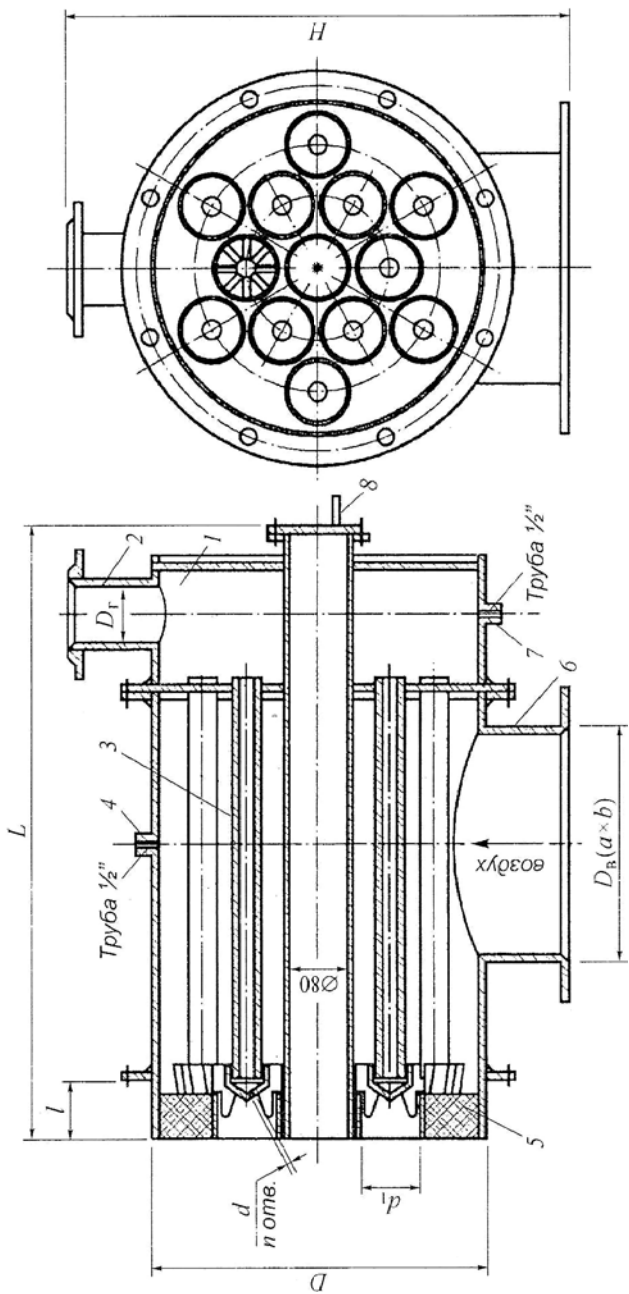


Рис. 6.2. Смесительная горелка типа ГА конструкции Мосгазипроекта:

1 – газовая камера; 2 – газовый патрубок; 3 – газовая трубка с наконечником; 4 – штуцер для манометра (воздух); 5 – футеровка; 6 – воздушный патрубок; 7 – штуцер для манометра (газ); 8 – смотровая труба

Основные технические характеристики горелок ГА конструкции Мосгазипроекта

Показатели	Шифр горелки									
	1230	1229	1228	1227	ГА-102	ГА-106	ГА-110	1702	1155	
Номинальная тепловая мощность, кВт	395	610	930	1396	2210	3373	5024	9304	10870	
Номинальное давление, кПа:	1,3 или 2									
газа низкого давления	30									
газа среднего давления	1									
воздуха	2,5									
Номинальный расход природного газа, м ³ /ч	39	60	94	140	226	340	508	940	1100	
Число элементов	5	8	12	18	8	12	18	34	16	
Число газовых отверстий <i>n</i> в элементе, шт.	8									
Размеры, мм:										
<i>d</i> (для <i>P</i> = 1,3 кПа)	3,1									
(для <i>P</i> = 2 кПа)	2,4									
(для <i>P</i> = 30 кПа)	1,3									
<i>d</i> ₁	53									
<i>L</i>	570	666	700	716	835	875	1000	1166	1583	
<i>H</i>	400	540	570	580	610	700	850	1060	890	
<i>D</i>	275	320	320	440	400	490	530	752	630	
<i>l</i>	70									
<i>l</i>	90									
<i>D</i> _r	66	88,5	88,5	77,5	108	108	133	150	100	
<i>D</i> _b (<i>a</i> × <i>b</i>)	156	181	246	256	290	360	500×300	615×400	500×300	
Масса, кг	42	60	78	92	112	144	195	348	539	

Примечание. Коэффициент рабочего регулирования горелок для низкого давления 4, для среднего давления 3,2.

По формуле (6.1) находим максимальную нормальную скорость распространения пламени для газа заданного состава

$$W_{\text{H}}^{\max} = 10,1 \cdot \frac{0,37 \cdot \frac{94,4}{10,5} + 0,40 \cdot \frac{5,6}{6,3}}{94,4 + 5,6} = 0,37 \text{ м/с.}$$

$$(W_{\text{HCH}_4}^{\max} = 0,37 \text{ м/с; } W_{\text{HC}_2\text{H}_6}^{\max} = 0,40 \text{ м/с}).$$

Поскольку в газе балласт составляет более 5 %, то в полученное значение W_{H}^{\max} вводим поправку на балласт по формуле (6.5):

$$W_{\text{H}}^{\delta} = 0,37 \cdot (1 - 0,01 \cdot 7 - 0,012 \cdot 3) = 0,33 \text{ м/с.}$$

Коэффициент, учитывающий влияние струйного насадка, для принятой горелки с $d_1 = 53 \text{ мм}$ $K_d = 1,2$ (см. рис. 6.1). Принимаем поправку на влияние температуры смеси $K_t = 1,5$ и поправочный коэффициент глубины регулирования $K_p = 4,0$. Тогда действительная скорость распространения пламени в реальных условиях по формуле (6.6):

$$W_{\text{H}}^{\text{действ}} = 0,33 \cdot 1,2 \cdot 1,5 \cdot 4 = 2,38 \text{ м/с.}$$

Определяем расход газозвушной смеси по (6.8):

$$W_{\text{см}} = 75 + 1,05 \cdot 9,0 \cdot 75 \cdot \frac{273 + 25}{273} = 849 \text{ м}^3/\text{ч},$$

сечение одного насадка для прохода газозвушной смеси по формуле (6.9):

$$f_{\text{нас}} = \frac{3,14 \cdot 5,3^2}{4} = 22 \text{ см}^2$$

и скорость выхода газозвушной смеси из отверстий насадка горелки по (6.7):

$$W_{\text{нас}} = \frac{849}{22 \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 3600} = 13,4 \text{ м/с.}$$

Таким образом, $W_{\text{нас}} > W_{\text{н}}^{\text{действ}}$, что исключает проскок пламени. Определяем сечение сопла

$$f_c = \frac{3,14 \cdot 3,1^2 \cdot 10^{-2}}{4} = 7,54 \cdot 10^{-2} \text{ см}^2.$$

Скорость истечения газа из сопла по (6.11)

$$W_c = \frac{75}{8 \cdot 7,54 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-4} \cdot 8 \cdot 3600} = 43,17 \text{ м/с}$$

и необходимое давление газа перед горелкой по (6.10):

$$P_r = \frac{43,17^2 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,75^2} = 1325,3 \text{ Па,}$$

что соответствует рекомендуемым значением (табл. 6.1).

Определяем площадь сечения газовых трубок по (6.12):

$$f_{\text{тр}} = \frac{75 \cdot 10^{-4}}{3600 \cdot 8 \cdot 10} = 2,6 \text{ см}^2,$$

откуда

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{2,6 \cdot 4}{3,14}} = 1,82 \text{ см.}$$

Конструктивно принимаем $d_{\text{тр}} = 18$ мм. Находим площадь сечения амбразуры по формуле (6.14):

$$F_{\text{амбр}} = \frac{3,14 \cdot 32^2}{4} = 804 \text{ см}^2$$

и проверяем скорость выхода газовой смеси из амбразуры по выражению (6.13):

$$W_{\text{амбр}} = \frac{849 \cdot \left(\frac{273 + 900}{273} \right) \cdot 10^4}{3600 \cdot 804} = 12,6 \text{ м/с},$$

что соответствует допустимым пределам (табл. 6.1). Определяем скорость входа воздуха в горелку по (6.18):

$$W_{\text{вх}} = \frac{1,05 \cdot 9 \cdot 75 \cdot \frac{273 + 25}{273}}{3600 \cdot 0,785 \cdot 18,1^2 \cdot 10^{-4}} = 8,36 \text{ м/с},$$

коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении находим по (6.17):

$$\zeta_{\text{вх}} = \left(1 - \frac{181^2}{320^2} \right)^2 = 0,46,$$

а плотность воздуха по (6.19):

$$\rho_{\text{в}} = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 25} = 1,185 \text{ кг/м}^3,$$

потерю давления на входе воздуха в горелку по (6.16):

$$P_{\text{вх}} = 0,46 \cdot \frac{8,33^2}{2} \cdot 1,185 = 19,0 \text{ Па}.$$

Находим по (6.21) скорость воздуха в горелке

$$W_{\text{гор}} = \frac{1,05 \cdot 9 \cdot 75 \cdot \frac{273 + 25}{273} \cdot 10^4}{3600 \cdot (0,785 \cdot 32^2 - 8 \cdot 0,785 \cdot 1,8^2)} = 2,74 \text{ м/с},$$

потери давления на повороте струи воздуха в горелке по (6.20):

$$P_{\text{пов}} = 1,5 \cdot \frac{2,74^2}{2} \cdot 1,185 = 6,67 \text{ Па.}$$

Определяем по (6.23) скорость воздуха в насадке

$$W_{\text{в}}^{\text{нас}} = \frac{1,05 \cdot 9 \cdot 75 \cdot \frac{273 + 25}{273} \cdot 10^4}{3600 \cdot 0,785 \cdot 5,3^2 \cdot 8} = 12,2 \text{ м/с.}$$

Определяем по (6.22) давление воздуха перед смесительной камерой

$$P_{\text{в}} = \frac{12,2^2}{0,6^2 \cdot 2} \cdot 1,185 = 245 \text{ Па.}$$

В результате необходимое давление воздуха перед горелкой по формуле (6.15) будет равно

$$P_{\text{в}}^{\text{гор}} = 19,0 + 6,7 + 245 = 270,7 \text{ Па.}$$

7. ПЕРЕСЧЕТ ГОРЕЛОК НА НОВЫЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ

В процессе эксплуатации газопотребляющих тепловых агрегатов иногда необходима переделка горелок в связи с изменением условий работы. Теплота сгорания и плотность используемого газа могут не соответствовать тем, которые были приняты при расчете эксплуатируемых горелок. Это приводит к изменению тепловой мощности, ухудшению условий сгорания и, в конечном счете, нарушает стабильную и экономичную работу газовых горелок.

Для горелок различных типов варианты пересчета их на новые условия работы имеет свои особенности.

Инжекционные горелки низкого давления (коэффициент избытка воздуха $\alpha < 1$). Если теплота сгорания не соответствует расчетной на 10–30 %, то для сохранения неизменной тепловой мощности горелки можно изменить диаметр газового сопла или давление газа перед соплом.

В первом случае, когда изменяются состав газа и давление перед горелкой, диаметр нового сопла d_1 определится

$$d_1 = d \sqrt{\frac{Q_n}{Q'_n} \sqrt{\frac{P\rho'_o}{P_1\rho_o}}}, \text{ мм}, \quad (7.1)$$

где d – диаметр газового сопла при работе на газе первоначальной теплоты сгорания, мм;

P, P_1 – соответственно расчетное и действительное давление газа перед горелкой, Па;

ρ_o, ρ'_o – соответственно расчетная и действительная плотность газа, кг/м³;

Q_n, Q'_n – соответственно расчетная теплота сгорания и теплота сгорания нового состава, кДж/м³.

Во втором случае при сохранении конструктивных размеров (неизменном диаметре сопла) давление газа перед горелкой следует изменить до величины

$$P_1 = P \frac{\rho'_o}{\rho_o} \left(\frac{Q_n}{Q'_n} \right)^2. \quad (7.2)$$

Однако в этом случае необходимо поверочным расчетом убедиться, что диапазон устойчивой работы горелки не будет меньше установленного значения.

Диапазон устойчивой работы горелки характеризуется коэффициентом предельного регулирования горелки по тепловой мощности, т. е. отношением максимальной тепловой мощности к минимальной. Коэффициент предельного регулирования горелки по тепловой мощности является важной эксплуатационной характеристикой горелки, показывающей ее форсировочные возможности. Для газа низкого давления ее можно определить по формуле

$$n = \sqrt{\frac{0,9P_r^{\max}}{1,1P_r^{\min}}} \cdot 0,9P_r^{\max} = 0,95 \cdot \sqrt{\frac{P_r^{\max}}{P_r^{\min}}}.$$

Таким образом, чтобы иметь в горелке предел регулирования $n = 3$, необходимо увеличить давление примерно в 10 раз.

ПРИМЕР 6. Инжекционная горелка низкого давления рассчитана для сжигания природного газа с теплотой сгорания $Q_n = 35700$ кДж/м³ и плотностью $\rho_o = 0,76$ кг/м³ при номинальном давлении $P = 1270$ Па. Диаметр сопла, установленного в горелке, $d = 3,1$ мм.

Необходимо рассчитать, какое сопло следует установить в горелку при работе на сжиженном газе с теплотой сгорания $Q'_n = 92130$ кДж/м³ и плотностью $\rho'_o = 2,0$ кг/м³ при номинальном давлении $P_1 = 2950$ Па.

Решение. По формуле (7.1)

$$d_1 = 3,1 \cdot \sqrt{\frac{35700}{92130} \cdot \frac{1270 \cdot 2,0}{2950 \cdot 0,76}} = 1,99 \text{ мм.}$$

Если бы мы попытались, не изменяя диаметр сопла, сохранить тепловую мощность горелки при работе ее на сжиженном газе, то необходимо было бы по выражению (7.2) поддерживать давление

$$P_1 = 1270 \cdot \frac{2,0}{0,76} \cdot \left(\frac{35700}{92130} \right)^2 = 502 \text{ Па.}$$

Проверка диапазона устойчивой работы горелки в этом случае показывает, что он значительно уменьшается. Если при работе на номинальном давлении 2950 Па диапазон устойчивой работы составляет $n = 4$, то при работе на новом давлении он равен 1,5, т. е. совершенно неприемлем.

Инжекционные горелки среднего давления ($\alpha \geq 1$). При изменении состава газа для сохранения неизменными тепловой мощности и коэффициента расхода воздуха необходимо изменить диаметр газового сопла до величины

$$d_1 = d \cdot \sqrt{\frac{(1 + V_o \alpha) \cdot \left(1 + V_o \alpha \frac{\rho_B}{\rho_o} \right)}{(1 + V_1 \alpha_1) \cdot \left(1 + V_1 \alpha_1 \frac{\rho_B}{\rho'_o} \right)}}, \quad (7.3)$$

где V_0, V_1 – теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания газа соответственно заданного и нового состава, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность инжектируемого воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

α, α_1 – коэффициенты избытка воздуха на выходе из горелки.

Необходимое давление газа перед соплом нового диаметра

$$P_1 = P \frac{\rho'_0}{\rho_0} \cdot \left(\frac{Q_{\text{н}}}{Q'_0} \right)^2 \cdot \left(\frac{d}{d_1} \right)^4. \quad (7.4)$$

ПРИМЕР 7. Инжекционная горелка среднего давления работает на природном газе с теплотой сгорания $Q_{\text{н}} = 35000 \text{ кДж}/\text{м}^3$ и плотностью $\rho_0 = 0,75 \text{ кг}/\text{м}^3$. Номинальное давление газа $P = 52 \text{ кПа}$, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,05$, теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания газа $V_0 = 9,45 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Диаметр установленного сопла $d = 6,2 \text{ мм}$.

Необходимо определить, какого диаметра сопла следует установить в горелку при работе ее на смешанном газе (смесь природного и коксового) с теплотой сгорания $Q'_0 = 26820 \text{ кДж}/\text{м}^3$ и плотностью $\rho'_0 = 0,57 \text{ кг}/\text{м}^3$, чтобы тепловая мощность и коэффициент избытка воздуха остались без изменений. Значение V_0 для смешанного газа составляет $7,1 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Решение. По формуле (7.3) новый диаметр газового сопла составит

$$d_1 = 6,2 \cdot \sqrt{\frac{(1 + 9,45 \cdot 1,05) \cdot \left(1 + 9,45 \cdot 1,05 \cdot \frac{1,2}{0,75} \right)}{(1 + 7,1 \cdot 1,05) \cdot \left(1 + 7,1 \cdot 1,05 \cdot \frac{1,2}{0,57} \right)}} = 7,1 \text{ мм.}$$

Новое номинальное давление газа, которое необходимо поддерживать при таком изменении диаметра сопла, определяем по формуле (7.4):

$$P_1 = 52 \cdot \frac{0,57}{0,73} \cdot \left(\frac{35000}{26820} \right)^2 \cdot \left(\frac{6,2}{7,1} \right)^4 = 40,21 \text{ кПа.}$$

Проверим, сохранилась ли постоянная тепловая мощность горелки.

При сжигании газа с теплотой сгорания $Q_n = 35000$ кДж/м³ расход газа $V'_r = 32,80$ м³/ч. Тепловая мощность горелки по формуле (5.2) составит

$$Q_r = \frac{32,8 \cdot 35000}{3600} = 318,9 \text{ кВт} = 0,319 \text{ МВт.}$$

При сжигании газа с теплотой сгорания $Q'_n = 26820$ кДж/м³ расход его $V''_r = 42,90$ м³/ч. Тепловая мощность горелки по формуле (5.2) составит

$$Q'_r = \frac{42,9 \cdot 26820}{3600} = 319,6 \text{ кВт} = 0,320 \text{ МВт,}$$

т. е. практически остается без изменения.

Горелки с принудительной подачей воздуха ($\alpha \geq 1$). При изменении состава газа для сохранения неизменной расчетной тепловой мощности необходимо изменить площадь газовыпускных отверстий, не изменяя при этом отношения скорости газа и скорости воздуха.

Новая суммарная площадь газовыпускных отверстий (при $w_r = w'_r$):

$$F_1 = F \frac{Q_n}{Q'_n}, \text{ м}^2, \quad (7.5)$$

где F_1, F – суммарная площадь газовыпускных отверстий при сжигании газа соответственно нового и расчетного состава, м².

Если теплота сгорания газа нового состава изменяется не более чем на 10 % от номинальной и эти изменения являются кратковременными, то в горелках с принудительной подачей воздуха можно сохранить конструктивные размеры горелок и ограничиться только соответствующим изменением давления газа перед горелкой, по соотношению

$$P_1 = P \frac{\rho'_0}{\rho_0} \cdot \left(\frac{Q_n}{Q'_n} \right)^2, \text{ Па.} \quad (7.6)$$

Давление воздуха перед горелкой может оставаться неизменным, если тепловая мощность горелки не изменилась, что можно проверить по формуле

$$P_B^1 = P_B \cdot \left(\frac{Q_H K_1}{Q'_H K} \right)^2, \quad (7.7)$$

где P_B – расчетное давление воздуха, Па;

P_B^1 – давление воздуха при работе на газе иного состава, Па;

K – кратность подачи воздуха при сжигании газа расчетной теплоты сгорания;

K_1 – кратность подачи воздуха при сжигании газа иного состава.

ПРИМЕР 8. Горелка с принудительной подачей воздуха рассчитана на сжигание газа с $Q_H = 35600$ кДж/м³ и $\rho_o = 0,78$ кг/м³. Расчетное давление газа $P = 1300$ Па, а воздуха – $P_B = 580$ Па.

Необходимо пересчитать эту горелку для работы на нефтепродуктовом газе с $Q'_H = 53000$ кДж/м³ и $\rho'_o = 1,25$ кг/м³.

Решение. В горелке для выхода газа имеются 42 сопловых отверстия диаметром 2,1 мм каждое, т. е.

$$F = 42 \cdot 0,785 \cdot 0,0021^2 = 145 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

По формуле (7.5) новая площадь газовыпускных отверстий

$$F_1 = 145 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{35600}{53000} = 97,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Если оставить число газовыпускных отверстий без изменения, то нужно уменьшить их диаметр до 1,7 мм. Однако можно, не изменяя диаметра газовыпускных отверстий, уменьшить их число до 28.

В случае кратковременной работы на газе иного состава нет смысла переделывать горелку, а лучше пересчитать номинальное давление газа и воздуха перед ней. Для сохранения расчетной тепловой мощности рассматриваемой горелки давление газа и воздуха должно быть соответственно изменено по выражениям (7.6) и (7.7):

$$P_1 = 1300 \cdot \frac{1,25}{0,78} \cdot \left(\frac{35600}{53000} \right)^2 = 940 \text{ Па};$$

$$P_B^1 = 580 \cdot \left(\frac{35600 \cdot 14}{53000 \cdot 9,5} \right)^2 = 568 \text{ Па}.$$

Из данного примера видно, что необходимое давление воздуха почти не изменилось. Это объясняется тем, что при сжигании газов с различной теплотой сгорания часовое количество воздуха, идущего на горение, практически остается постоянным, если сохраняется тепловая мощность горелки.

Литература

1. Газораспределение и газопотребление. Строительные нормы проектирования: Технический кодекс установившейся практики ТКП 45-4.03-267-2012. – Минск : Мин-во строительства и архитектуры Республики Беларусь, 2012. – 97 с.
2. Газоснабжение / А. А. Ионин [и др.]. – М. : АСВ, 2011. – 472 с.
3. Стаскевич, Н. Л. Справочник по газоснабжению и использованию газа / Н. Л. Стаскевич, Г. Н. Северинец, Д. Я. Вигдорчик. – Л. : Недра, 1990. – 762 с.
4. Борщов, Д. Я. Устройство и эксплуатация отопительных котельных малой мощности / Д. Я. Борщов. – М. : Стройиздат, 1989. – 198 с.
5. Воликов, А. Н. Сжигание газообразного и жидкого топлива в котлах малой мощности / А. Н. Воликов. – Л. : Недра, 1989. – 160 с.
6. Справочник эксплуатационника газифицированных котельных / Л. Я. Порецкий [и др.]. – Л. : Недра, 1988. – 608 с.
7. Столпнер, Е. Б. Справочное пособие для персонала газифицированных котельных / Е. Б. Столпнер, З. Ф. Панюшева. – Л. : Недра, 1990. – 397 с.
8. Северинец, Н. Г. Применение газовых излучающих горелок для сушки и нагрева / Н. Г. Северинец. – Л. : Недра, 1980. – 167 с.
9. Газовое оборудование, приборы и арматура : справочное пособие / под ред. Н. И. Рябцева. – М. : Недра, 1985. – 527 с.
10. Иссерлин, А. С. Основы сжигания газового топлива / А. С. Иссерлин. – Л. : Недра, 1987. – 336 с.
11. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование / под ред. проф. Б. М. Хрусталева. – М. : АСВ, 2007. – 784 с., 183 ил.
12. Артихович, В. В. Горение газов : учебно-методическое пособие / В. В. Артихович, М. Г. Пшоник. – Минск : БНТУ, 2008. – 184 с.
13. Ахмедов, Р. Б. Дутьевые газогорелочные устройства / Р. Б. Ахмедов. – М. : Недра, 1987. – 263 с.
14. Современные горелочные устройства (конструкции и технические характеристики) : справочное издание / А. А. Винтовкин [и др.]. – М. : Машиностроение, 2001. – 496 с.
15. Панюшева, З. Ф. Наладка отопительных котлов, работающих на газе / З. Ф. Панюшева, Е. Б. Столпнер. – Л. : Недра, 1986. – 152 с.

16. Гуськов, Б. И. Газификация промышленных предприятий / Б. И. Гуськов, В. Г. Кряжев. – М. : Стройиздат, 1982. – 368 с.
17. Справочник работника газового хозяйства / М. А. Нечаев [и др.]. – Л. : Недра, 1973. – 360 с.
18. Иссерлин, А. С. Устойчивость процесса горения газа / А. С. Иссерлин. – М. : ВНИИЭгазпром, 1980. – 33 с.
19. Горелочные устройства промышленных печей и топок (конструкции и технические характеристики) : справочник / А. А. Винтовкин [и др.]. – М. : Интернет Инжиниринг, 1999. – 560 с.
20. Чепель, В. М. Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий / В. М. Чепель, И. А. Шур. – Л. : Недра, 1980. – 591 с.
21. Федоров, Н. А. Техника и эффективность использования газа / Н. А. Федоров. – М. : Недра, 1983. – 311 с.
22. Медников, Ю. П. Эксплуатация промышленных печей и сушил на газовом топливе / Ю. П. Медников, Г. Д. Дымов, К. Н. Рейхерт. – Л. : Недра, 1982. – 231 с.
23. Стандартизация горелок и газоиспользующего оборудования / М. В. Пушкина [и др.]. – М. : ВНИИЭгазпром, 1985. – 39 с.
24. Ахмедов, Р. Б. Дутьевые газогорелочные устройства / Р. Б. Ахмедов. – М. : Недра, 1970. – 172 с.
25. Газовые дутьевые горелки / Э. М. Малая. – М. : ВНИИЭгазпром, 1981. – 40 с.
26. Газогорелочные устройства. – Вып. 10. – М. : ВНИИЭгазпром, 1983. – 43 с.
27. Горелки WEISHAUPT NOVOTHERM-РАЦИОНАЛ: каталог горелок газовых, комбинированных 12-17500 кВт. Институт развития и исследования. – Швенди, 2006. 447 с.
28. Горелки газовые промышленные. Общие технические требования: Межгосударственный стандарт ГОСТ 21204–97. – М. : ИПК «Издательство стандартов», 1997. – 16 с.

Содержание

1. Выбор горелочных устройств для газоиспользующих агрегатов.....	3
2. Расчет подовых горелок.....	9
3. Расчет инжекционных горелок низкого давления	19
4. Расчет горелок инфракрасного излучения (ГИИ).....	37
5. Расчет инжекционных горелок среднего давления	46
6. Расчет смесительных горелок	59
7. Пересчет горелок на новые условия работы.....	72
Литература	79

Учебное издание

АРТИХОВИЧ Валерий Васильевич
ВОЛЧЕК Елена Александровна

РАСЧЕТ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

Учебно-методическое пособие
по курсовому и дипломному проектированию
для студентов специальности 1- 70 04 02
«Теплогасоснабжение, вентиляция
и охрана воздушного бассейна»

Редактор *В. В. Казакевич*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 17.08.2015. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 4,77. Уч.-изд. л. 3,73. Тираж 100. Заказ 467.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.