

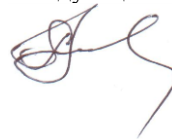
МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Тульский государственный университет»

Институт горного дела и строительства
Кафедра «Санитарно-технических системы»

Утверждено на заседании кафедры
«Санитарно-технических системы»
«20» января 2023 г., протокол № 5

Заведующий кафедрой



Р.А. Ковалев

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению курсовой работы
“Основы сжигания газового топлива”

**основной профессиональной образовательной программы
высшего образования – программы магистратуры**

по направлению подготовки
08.04.01 – “Строительство”

с профилем
“Теплогазоснабжение и вентиляция”

Форма(ы) обучения: *очная, заочная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080401-05-23

Тула 2023год

Разработчик(и) методических указаний

Солодков С.А. доцент, к.т.н.,

(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)



(подпись)

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Введение.....	4
1. Расчет эжекционных горелок неполного предварительного смешения	5
Пример 1	14
2. Расчет эжекционных горелок полного предварительного смешения	20
Пример 2	24
3. Расчет горелок с принудительной подачей воздуха	27
Пример3	39
4. Пересчет горелок при изменении характеристик газа	47
Пример4	49
Приложение 1. Значения коэффициента расхода для различных форм сопел.....	53
Приложение 2. Значения коэффициента k в зависимости от вида газа и коэффициента избытка первичного воздуха.....	54
Приложение 3. Значения коэффициента k для горелок с принудительной подачей воздуха.....	55
Литература.	56

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время не существует всеобъемлющей теоретически обоснованной методики расчета горелок. Объясняется это трудностью комплексных расчетов процессов смешения, горения и теплоотдачи, взаимно влияющих друг на друга. По этой причине горелки, как правило не рассчитывают, а подбирают по справочникам, альбомам проектных организаций или паспортным данным заводов-изготовителей.

Вместе с тем в практике встречается немало случаев, когда апробированные горелки не подходят по тепловой мощности, виду газа или его давлению. В этих случаях обычно производят упрощенные расчеты, связанные с определением основных размеров горелок в зависимости от местных условий. Большинство этих расчетов базируется на данных, полученных из практики или отдельных экспериментов.

1. РАСЧЕТ ЭЖЕКЦИОННЫХ ГОРЕЛОК НЕПОЛНОГО ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СМЕШЕНИЯ

Эти горелки наиболее часто работают на газе низкого давления. Они широко применяются в бытовых газовых аппаратах и многочисленных тепловых установках предприятий и учреждений городского хозяйства.

Горелки должны обеспечивать:

- необходимую для аппаратов и установок тепловую мощность;
- широкий диапазон регулирования расхода газа;
- устойчивость пламени без применения искусственных стабилизаторов горения;
- малую концентрацию вредных компонентов в продуктах сгорания.

Расчетная схема эжекционной горелки представлена на рис.

1.1.

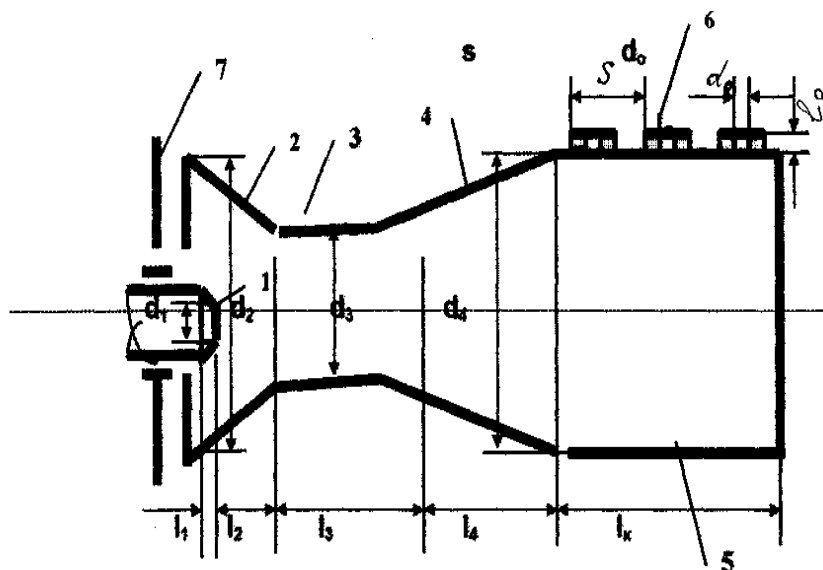


Рис. 1.1. Расчетная схема эжекционной горелки: 1 - сопло; 2 - конфузор; 3 - горловина; 4 - диффузор; 5 - распределительный коллектор; 6 - огневые каналы; 7 - шайба регулирования поступления первичного воздуха.

Расчет горелок включает в себя определение размеров следующих конструктивных элементов: сопла, горловины смесителя, конфузора, диффузора, огневых каналов и габаритных размеров, обеспечивающих возможность установки горелки в заданной топке.

Исходными данными для расчета являются:

- тепловая мощность горелки Q_{Γ} ;
- химический состав газа g_i ;
- избыточное давление газа перед соплом P_{Γ} ;
- температуры газа t_{Γ} и воздуха $t_{\text{в}}$;

характеристики аппарата или тепловой установки, для которой горелка рассчитывается.

По указанным исходным данным определяют низшую теплоту сгорания Q_H и его плотность ρ_g , теоретический расход воздуха необходимого для горения $V_{B.O}$

При расчете эжекционных горелок неполного предварительного смешения объем газа V_g и его плотность могут определяться при нормальных физических условиях. Объясняется это тем, что давление газа мало отличается от атмосферного, а его температура для зимнего расчетного периода изменяется в пределах от 5 до 10 °С. При тех же условиях с допустимой для практики точностью могут определяться теоретический расход воздуха и его плотность. При расчете горелок можно не учитывать содержание в газе и воздухе водяных паров, так как оно очень мало влияет на объем, плотность и теплоту сгорания газа.

Расход газа V_g , м³/ч определяется:

-для водогрейных котлов

$$V_g = \frac{3600 * Q}{Q_H * T * \eta} \quad (1.1)$$

-для паровых котлов

$$V_g = \frac{D * (i_1 - i_2)}{Q_H * N * \eta} \quad (1.2)$$

- для печей

$$V_g = \frac{3600 * Q}{(Q_H * q_{физ}) * N * \eta_1} \quad (1.3)$$

где Q - номинальная теплопроизводительность установки, кВт; Q_H - низшая теплота сгорания газа, кДж/м³; N - число принимаемых к установке горелок; η - КПД установки; D - количество выработанного котлом пара, кг/ч; i_1 - энтальпия пара, кДж/кг; i_2 - энтальпия питательной воды, кДж/кг; $q_{физ}$ - физическая теплота нагретого воздуха, кДж/м³; η_1 - коэффициент отвода теплоты в рабочем пространстве печи.

Величина η_1 с достаточным приближением может быть определена по формуле

$$\eta_1 = 1 - \frac{i_{yx}}{i_T} \quad (1.4)$$

где i_{yx} - энтальпия уходящих газов, кДж/м³; i_T - энтальпия продуктов сгорания при теоретической температуре горения, кДж/м³.

Избыточное давление газа P_r , Па, перед соплом горелки определяется на основании гидравлического расчета газопроводов. Вместе с тем для обеспечения широкого диапазона регулирования расхода газа оно должно быть не менее определяемого по формуле

$$P_r = \frac{0,27 * Q_H}{100} + 40 \quad (1.5)$$

Теоретическая скорость истечения газа из сопла w_r м/с, при низком (до 5 кПа) давлении рассчитывается по формуле гидравлики, не учитывающей изменение плотности газа

$$w_r = \sqrt{\frac{2 * P_r}{\rho_r}} \quad (1.6)$$

Площадь сечения сопла f_1 м², и его диаметр d_1 , м, определяются по формулам

$$f_1 = \frac{V_r}{3600 * m * w_r} \quad (1.7)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 * f_1}{\pi}} \quad (1.8)$$

где m - коэффициент расхода, учитывающий неравномерность распределения скоростей потока газа по сечению сопла, сопротивление трения в нем и сжатие струи.

Коэффициент расхода зависит от формы сопла. Значения коэффициента расхода для различных форм сопел приведены в прил. 1.

Диаметр горла смесителя d_3 , м, определяется из уравнения,

выражающего закон сохранения количества движения при смешении двух газов

$$d_3 = d_1 * \sqrt{(1 + \alpha_1 * V_{B.O}) * \left[1 + \alpha_1 * V_{B.O} * \left(\frac{\rho_g}{\rho_c} \right) \right]} \quad (1.9)$$

Анализ формулы (1.9) показывает, что α_1 он для данного вида газа зависит только от соотношения диаметра горловины и диаметра сопла и не зависит от давления эжектирующего газа. Отсюда следует, что эжекционные горелки обеспечивают постоянство соотношения газа и воздуха в смеси независимо от изменения расхода газа, который является функцией его давления.

Для эжекционных горелок неполного предварительного смешения коэффициент избытка первичного воздуха ей должен приниматься таким, чтобы не происходило проскока пламени внутрь смесителя при минимально необходимом расходе газа. Одновременно значение α_1 он должно быть больше такого, при котором возможно образование желтых языков пламени, т.е. возможен химический недожог. Исходя из этого определяются граничные значения коэффициента избытка первичного воздуха.

$$\alpha_1^{MAKC} = \left(\frac{100}{L^B} - 1 \right) * \frac{1}{V_{B.O}} \quad (1.10)$$

где L_v - верхний предел воспламеняемости газов, %

$$\alpha_1^{МИН} = 0,75 * \left[m_y + \left(\frac{n_g}{4} \right) \right]^{0,5} * d_0^{0,25} \quad (1.11)$$

где m_y - число углеродных атомов в молекуле или среднее их число в сложном газе; n_g - то же, водородных атомов; d_0 - диаметр огневых каналов на коллекторе горелки, м.

$$m_y = \frac{\sum(m_{yi} * r_i)}{\sum(r_i)} \quad (1.12)$$

$$n_B = \frac{\sum(n_{Bi} * r_i)}{\sum(r_i)} \quad (1.13)$$

Значение коэффициента избытка первичного воздуха должно находится между указанными пределами.

Диаметр огневых каналов для тепловых агрегатов мощностью до 0,1 МВт рекомендуется принимать в пределах 1,0 - 2,0 мм, а для агрегатов большей мощности - 3 до 6 мм.

Диаметры конфузора d_2 и диффузора d_4 принимаются примерно одинаковыми

$$d_2 = d_4 = (2.0...2.2) * d_3 \quad (1.14)$$

Длина конфузора и горловины смесителя определяются

$$l_2 = (1.3...1.5) * d_3 \quad (1.15)$$

$$l_3 = (2.5...3.5) * d_3 \quad (1.16)$$

Переход конической поверхности конфузора в цилиндрическую горловины для литых смесителей рекомендуется выполнять по дуге окружности радиуса

$$R = (3.0...5.0) * d_3 \quad (1.17)$$

Длина диффузора смесителя l_4 м, определяется

$$l_4 = \frac{d_4 - d_3}{2 * \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (1.18)$$

где θ - угол расширения диффузора, принимаемый для обеспечения безотрывности потока газоздушнoй смеси в пределах 6 - 8 °.

Суммарная площадь огневых каналов коллектора, м^2 , определяется

$$\sum(f_0) = \frac{V_{CM}}{(3600 * w_0)} = \frac{V_z * (1 + \alpha_1 * V_{B.O})}{3600 * w_0} \quad (1.19)$$

где w_0 - скорость вытекания газозвушной смеси из огневых каналов м/с.

Величина w_0 принимается такой, чтобы не происходило отрыва пламени. Эта скорость для природных газов должна быть несколько меньше, чем определяемая по формуле

$$w_0 \leq 3,6 * 10^{-3} * d_0 * T^2 * (1 + V_{B.O}) * (1 + \alpha_1 * V_{B.O}) \quad (1.20)$$

где T - абсолютная температура газозвушной смеси, °К.

Число огневых каналов на коллекторе определяется

$$n = \frac{\sum(f_o)}{f_o} \quad (1.21)$$

где f_o - площадь одного огневого канала, м².

$$f_o = \frac{\pi * d_0^2}{4000000} \quad (1.22)$$

Огневые каналы на коллекторе горелки обычно размещаются в один или два ряда, в последнем случае - в шахматном порядке. При однорядном расположении каналов минимальная длина коллектора l_k , м, определяется

$$l_k = (n - 1) * S + 2 * S \quad (1.23)$$

а при двухрядном

$$l_k = (n - 1) * \left(\frac{S}{2} \right) + 2 * S \quad (1.24)$$

где S - шаг между осями огневых каналов, м.

Для обеспечения быстрого распространения пламени по всем каналам и предотвращения слияния отдельных факелов принятый шаг между осями каналов должен укладываться в пределы, определенные экспериментально. При $a_1 = 0,6$ и $d_0 = 2,0 - 6,0$ мм рекомендуется

$$S = (2.4...2.8) * d_o \quad (1.25)$$

Для этой же цели расстояние между осями рядов каналов должно быть в 2,0 - 2,5 раза больше расстояния между каналами.

При выборе глубины огневых каналов l_0 следует исходить из того, что ее увеличение способствует устойчивости горения в отношении проскока пламени. Объясняется это охлаждающим действием стенок каналов и, как следствие, уменьшением скорости распространения пламени в газовой смеси. Вместе с тем чрезмерная глубина приводит к увеличению сопротивления течения, что может быть причиной уменьшения коэффициента эжекции первичного воздуха. Кроме того, чрезмерное увеличение глубины каналов приводит к созданию приподнятых каналов, осложняющих изготовление горелок.

По экспериментальным данным глубину каналов следует принимать

$$l_0 = (1.5 \dots 2.0) * d_0 \quad (1.26)$$

Большая глубина должна приниматься, для быстрогорящих газов и в тех случаях, когда a_1 близок к единице.

Газовые горелки должны размещаться в топке так, чтобы конусный фронт пламени не омывал теплообменных поверхностей, т.к. это приводит к выходу их из строя и появлению в продуктах сгорания компонентов химического недожога.

Высота конусного фронта пламени, h , мм, может быть с достаточным приближением определена по следующей эмпирической формуле

$$h = 785 * k * d_0 * y \quad (1.27)$$

где k - коэффициент, зависящий от вида газа и коэффициента избытка первичного воздуха в смеси; y - отношение расчетной удельной тепловой нагрузки к номинальной, равной 17 кДж/(мм² * ч).

$$y = \frac{4 * V_{\Gamma} * Q_H}{17 * 1000000 * m * \pi * d_0} \quad (1.28)$$

Значения коэффициента k приведены в прил. 2.

Пример 1. Рассчитать конструктивные размеры газогорелочного устройства для теплового агрегата мощностью 23 кВт с коэффициентом полезного действия 0,85. К агрегату подается природный газ давлением 1000 Па следующего состава: метан - 95 %, этан - 2 %, пропан - 0,5 %, азот - 1,5 %, диоксид углерода - 1 %.

По формулам аддитивности определяем плотность и низшую теплоту сгорания газа

$$\rho_{\Gamma} = 0,717 * 0,95 + 1,356 * 0,02 + 2,004 * 0,005 + 1,977 * 0,01 = 0,757 \text{ кг/м}^3$$

$$Q_H = 35760 * 0,95 + 63650 * 0,02 + 91140 * 0,005 = 35700,7 \text{ кДж/м}^3$$

Расход газа определяется по формуле (1,1)

$$V_{\Gamma} = \frac{3600 * 23}{35700,7 * 1 * 0,85} = 2,729 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Определяем минимальное давление газа перед горелкой по формуле (1.5)

$$P_{\Gamma} = \frac{0,27 * 35700,7}{100} + 40 = 136,4 \text{ Па}$$

Фактическое давление газа перед горелкой больше минимального необходимого.

Теоретическая скорость истечения газа из сопла определяется по формуле (1.6)

$$w_{\Gamma} = \sqrt{\frac{2 * 1000}{0,757}} = 51,40 \text{ м/с}$$

Площадь сечения сопла и его диаметр определяется по формулам (1.7 и 1.8). К установке принимаем сопло типа "б" с коэффициентом расхода $m = 0,70$.

$$f_1 = \frac{2.729}{3600 * 0.70 * 51.40} = 0.00002107 \text{ м}^2$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 * 0.00002107}{3.14}} = 0.0052 \text{ м}$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания газа определяется на основании уравнений горения газов, входящих в состав смеси

$$V_{B.O} = 4,76 * (2 * 0,95 + 3,5 * 0,02 + 5,0 * 0,005) = 9,496 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Верхний предел взрываемости газовой смеси без учета балласта определяется по формуле

$$L_{CM}^B = \frac{\sum(r_i)}{\sum\left(\frac{r_i}{L_i^B}\right)} = \frac{0,95 + 0,02 + 0,005}{\frac{0,95}{15,0} + \frac{0,02}{12,5} + \frac{0,005}{9,5}} = 14,895\%$$

С учетом балласта верхний предел взрываемости определяется

$$L_{CM}^B = L_{CM}^B * \frac{\left[1 + \frac{\delta}{(1+\delta)}\right] * 100}{100 + L_{CM}^B * \left[\frac{\delta}{(1-\delta)}\right]} = 14,895 * \frac{\left[1 + \frac{0,025}{(1-0,025)}\right] * 100}{100 + 14,895 * \left[\frac{0,025}{(1-0,025)}\right]} = 15,219\%$$

Углеродное и водородное числа определяются в соответствии с формулами (1.12 и 1.13)

$$m_y = \frac{1 * 0.95 + 2 * 0.02 + 3 * 0.005 + 1 * 0.01}{0.95 + 0.02 + 0.005 + 0.01} = 1.031$$

$$n_B = \frac{4 * 0.95 + 6 * 0.02 + 8 * 0.005}{0.95 + 0.02 + 0.005} = 4,062$$

Максимальное значение коэффициента избытка первичного воздуха определяется из уравнения (1 ДО)

$$\alpha_1^{МАКС} = \left(\frac{100}{15,219} - 1 \right) * \frac{1}{9,496} = 0,587$$

Минимальное значение $\alpha_{10и}$ находим из уравнения (1.11), принимая диаметры огневых каналов в коллекторе горелки $d_0 = 2$ мм.

$$\alpha_1^{МИН} = 0,75 * \left[1,031 + \left(\frac{4,062}{4} \right) \right]^{-0,5} * 0,0020^{0,25} = 0,227$$

Для дальнейшего расчета принимаем $\alpha_1 = 0,50$.

Диаметр горловины смесителя определяется по формуле (1.9).

$$d_3 = 0.0052 * \sqrt{(1 + 0.5 * 9.496) * \left[1 + 0.5 * 9.496 * \left(\frac{1.293}{0.757} \right) \right]} = 0.038_m$$

В соответствии с формулой (1.14) диаметры конфузора и диффузора

$$d_2 = d_4 = 2.0 * 0.038 = 0.076_m$$

Длина конфузора определяется по формуле (1.15)

$$l_2 = 1.3 * 0.038 = 0.049_m$$

а длина горловины по формуле (1.16)

$$l_3 = 2.5 * 0.038 = 0.095_m$$

Радиус перехода конической части конфузора в горловину в соответствии с формулой (1.17) определяется

$$R = 3.0 * 0.038 = 0.114_m$$

Принимая угол расширения диффузора равным 8° по формуле (1.18) определяем длину диффузора

$$l_4 = \frac{0.076 - 0.038}{2 * \operatorname{tg}\left(\frac{8}{2}\right)} = 0.272_m$$

Скорость истечения газозоудшной смеси из огневых каналов находится по уравнению (1.20) при температуре смеси, равной 20 градусам Цельсия

$$w_0 = 3.6 * 10^{-3} * 0.002 * (273 + 20)^2 * (1 + 9.496) * (1 + 0.5 * 9.496) = 37.291_m / c$$

Суммарная площадь огневых каналов находится в соответствии с (1.19)

$$\sum(f_0) = \frac{2.729 * (1 + 0.5 * 9.496)}{3600 * 37.291} = 0.000117 \text{ м}^2$$

Площадь одного огневого канала находится из выражения (1.22)

$$f_0 = \frac{3.14 * 0.0022}{4} = 0.000003 \text{ м}^2$$

Количество огневых отверстий, определенное из формулы (1.21), составляет

$$n = \frac{0.000117}{0.000003} = 39,00$$

Принимаем количество отверстий равное 39.

Шаг между отверстиями находится по формуле (1.25)

$$S = 2.4 * 0.002 = 0.0048 \text{ м}$$

При однорядном расположении отверстий минимальная длина коллектора в соответствии с (1.23) составляет

$$l_k = 0,002 + 0,0048 * (39 - 1) = 0,184 \text{ м}$$

Глубина каналов в соответствии с выражением (1.25)

$$l_0 = 1.5 * 0.002 = 0.003 \text{ м}$$

Отношение расчетной удельной тепловой нагрузки к номинальной в соответствии с (1.27) составляет

$$y = \frac{4 * 2,729 * 35700,7}{17 * 1000000 * 39 * 3,14 * 0,002^2} = 46,78$$

Для природного газа при коэффициенте избытка воздуха, равном 0,5 значение коэффициента $k = 0,6$.

Высота пламени в соответствии с выражением (1.26) составляет

$$h = 785 * 0.6 * 0.002 * 46.78 = 44.09 \text{ мм}$$

2. ЭЖЕКЦИОННЫЕ ГОРЕЛКИ ПОЛНОГО ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СМЕШЕНИЯ

Наиболее часто эти горелки работают на газе среднего давления. Они предназначены для сжигания газа в котлах, промышленных печах, сушилках и других тепловых установках. Расчетная схема эжекционной горелки представлена на рис. 2.1.

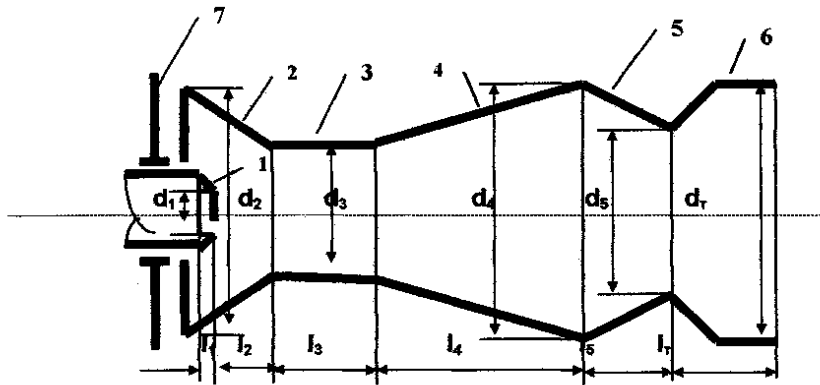


Рис. 2.1. Расчетная схема эжекционной горелки

1 - сопло; 2 - конфузор; 3 - горловина; 4 - диффузор; 5 -
огневой насадок; 6 - керамический цилиндрический
стабилизирующий тоннель; 7 - шайба регулирования воздуха.

Работа эжекторов среднего давления не отличается от работы эжекторов низкого давления. Как в тех, так и в других расчетное давление газа при выходе из сопла равняется атмосферному, т.е. давлению эжектируемого воздуха. Однако, согласно закону истечения давление при выходе из отверстия сохраняет постоянное значение, равное атмосферному до тех пор, пока отношение начального давления P_1 перед соплом к конечному P_2 на выходе из сопла не превышает критического значения $\beta_{кр}$, т.е. при условии, когда

$$\frac{P_1}{P_2} = \beta_{кр} \quad (2.1)$$

Для природных газов $\beta_{кр} = 1,9$. Т.к. величина абсолютного атмосферного давления $P_2 = 0,1$ МПа, то критическое значение $P_1 = 1,9$ МПа.

Для сжиженных углеводородных газов критическое значение $P_1 = 0,174$ МПа.

Формула теоретической скорости истечения газа из сопла

$$w_{\Gamma} = \sqrt{\frac{P_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}}} \quad (2.2)$$

может применяться для эжекторов среднего давления с допустимой для практики точностью при начальном давлении до 10 кПа. При более высоком давлении, но не превышающем для природного газа 90 кПа, необходимо использовать термодинамические формулы адиабатического истечения

$$w_{\Gamma} = \sqrt{2 * \frac{k}{k-1} * \frac{P_1}{\rho_{\Gamma}} * \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right]} \quad (2.3)$$

$$w_{\Gamma} = \sqrt{2 * \frac{k}{k-1} * R * T_1 * \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \right]} \quad (2.4)$$

где: k - показатель адиабаты; P_1 - абсолютное давление газа перед соплом, Па; P_2 - абсолютное давление газа на выходе из сопла, Па; ρ_{Γ} - плотность газа при давлении P_1 , кг/м³; R - удельная газовая постоянная, кДж/(кг*К); T_1 - абсолютная температура газа перед соплом, °К.

Показатель адиабаты для природного газа составляет 1,3, а для сжиженных углеводородных газов -1,13.

Площадь сечения сопла f_1 м², и его диаметр d_1 , м, определяются по формулам (1.4 и 1.5)

Диаметр горловины смесителя d_3 в топках с атмосферным давлением или разрежением до 30 Па определяется при $\alpha_1 = 1,02 - 1,05$ по формуле

$$d_3 = d_1 * \sqrt{(1 + \alpha_1 * V_{B.O}) * \left[1 + \alpha_1 * V_{B.O} * \left(\frac{\rho_B}{\rho_\Gamma} \right) \right]} \quad (2.5)$$

Для топок с противодавлением до 30 Па формула видоизменяется за счет введения в нее коэффициента ε , учитывающего сопротивление смесителя

$$d_3 = d_1 * \sqrt{(1 + \alpha_1 * V_{B.O}) * \left[1 + \alpha_1 * V_{B.O} * \left(\frac{\rho_B}{\rho_\Gamma} \right) \right] * (1 + \varepsilon)} \quad (2.6)$$

где $\varepsilon = 0,1 - 0,12$.

Остальные размеры горелок определяются по следующим соотношениям, полученным в результате экспериментальных исследований:

Диаметр конфузора

$$d_2 = (1.7 \dots 2.0) * d_3 \quad (2.7)$$

Диаметр диффузора

$$d_4 = (1.5 \dots 1.7) * d_3 \quad (2.8)$$

Диаметр огневого насадка

$$d_5 = (1.07 \dots 1.10) * d_3 \quad (2.9)$$

Диаметр тоннеля

$$d_T = (2.3 \dots 2.5) * d_5 \quad (2.10)$$

Длина конфузора

$$l_2 = (1.5...1.7) * d_3 \quad (2.11)$$

Длина горловины

$$l_3 = (3.0...4.0) * d_3 \quad (2.12)$$

Длина диффузора

$$l_4 = \frac{d_4 - d_3}{2 * \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (2.13)$$

Длина огневого насадка

$$l_5 = (1.2...1.7) * d_3 \quad (2.14)$$

Минимальная длина тоннеля

$$l_{T. \text{МИН}} = 2,5 * d_5 \quad (2.16)$$

Пример 2. Определить конструктивные размеры газовой горелки полного предварительного смешения, установленной на тепловом агрегате мощностью 0,75 МВт. Коэффициент полезного действия агрегата - 82 %. Избыточное давление газа перед горелкой - 65 кПа. Состав газа аналогичен, используемому в примере 1.

Расход газа определяется по формуле (1.1)

$$V_{\Gamma} = \frac{3600 * 0,75 * 1000}{35700} = 92,23 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Плотность газа при его давлении перед горелкой определяется из уравнения газового состояния идеальных газов

$$\rho_{\Gamma} = \rho_{\Gamma} * \frac{P_{\Gamma}}{P_0} = \frac{(101300 + 65000)}{101300} = 1.243 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Скорость истечения газа из сопла находится из уравнения

(2.3)

$$w_{\Gamma} = \sqrt{2 * \frac{1,3}{1,3-1} * \frac{166300}{1,243} * \left[1 - \left(\frac{101300}{166300} \right)^{(1,3-1)/1,3} \right]} = 354,03 \text{ м/с}$$

Площадь сечения сопла и его диаметр определяется по формулам (1.4 и 1.5). К установке принимаем сопло типа "б" с коэффициентом расхода $m = 0,70$.

$$f_1 = \frac{92.23}{3600 * 0.70 * 354.03} = 0.0001034 \text{ м}^2$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 * 0.0001034}{3.14}} = 0,01148 \text{ м}$$

Диаметр горловины горелки работающей с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_1 - 1,02$ при установке ее в топке с разрежением определяется при по формуле (2.5)

$$d_3 = 0.01148 * \sqrt{(1 + 1.02 * 9.496) * \left[1 + 1.02 * 9.496 * \left(\frac{1.293}{0.757} \right) \right]} = 0.157 \text{ м}$$

Остальные размеры определяются по формулам (2.7 - 2.15).

Диаметр конфузора

$$d_2 = 1.7 * 0.157 = 0.267 \text{ м}$$

Диаметр диффузора

$$d_4 = 1.5 * 0.157 = 0.236 \text{ м}$$

Диаметр огневого насадка

$$d_5 = 1.07 * 0.157 = 0.168 \text{ м}$$

Диаметр тоннеля

$$d_T = 2,3 * 0,168 = 0,3864 \text{ м}$$

Длина конфузора

$$l_2 = 1.5 * 0.157 = 0.236 \text{ м}$$

Длина горловины

$$l_3 = 3.0 * 0.157 = 0.471 \text{ м}$$

Длина диффузора

$$l_4 = \frac{0.236 - 0.17}{2 * \operatorname{tg} \frac{8}{2}} = 0.565 \text{ м}$$

Длина огневого насадка

$$l_5 = 1.2 * 0.157 = 0.188 \text{ м}$$

Минимальная длина тоннеля

$$l_{T. \text{МИН}} = 2,5 * 0,188 = 0,470 \text{ м}$$

3. РАСЧЕТ ГОРЕЛОК С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ВОЗДУХА

Воздушный тракт турбулентных горелок состоит из закручивающего устройства и цилиндрического канала, по которому воздух подается в амбразуру горелки. Газ поступает в канал в виде тонких струй и пересекает движущийся поток воздуха в поперечном направлении. Существуют горелки с периферийной и центральной подачей газа. Первые обеспечивают лучшее смешение газа с воздухом и уменьшение потерь от химического недожога, вторые проще при изготовлении и ремонте.

Существующая методика расчета турбулентных горелок со струйной подачей газа позволяет определять следующие размеры элементов горелки и режимные параметры:

- размеры улитки и цилиндрического канала воздушного потока;

- необходимое давление воздуха;

- диаметр, число и расположение отверстий для выхода газа;

- необходимое давление газа.

Расход газа определяется по формулам (1.1 или 1.2 или 1.3).

Расход воздуха в м³/ч необходимого для горения газа определяется

$$V_B = V_G * \alpha_1 * V_{B.O} \quad (3.1)$$

Коэффициент избытка воздуха принимается в пределах 1,05-1,10.

Площадь сечения огневого канала (амбразуры) и его диаметр в м определяются

$$f_5 = \frac{V_G * Q_H}{3,6 * q_f} \quad (3.2)$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 * f_5}{\pi}} \quad (3.3)$$

где q_f - тепловое напряжение поперечного сечения выходного отверстия огневого канала.

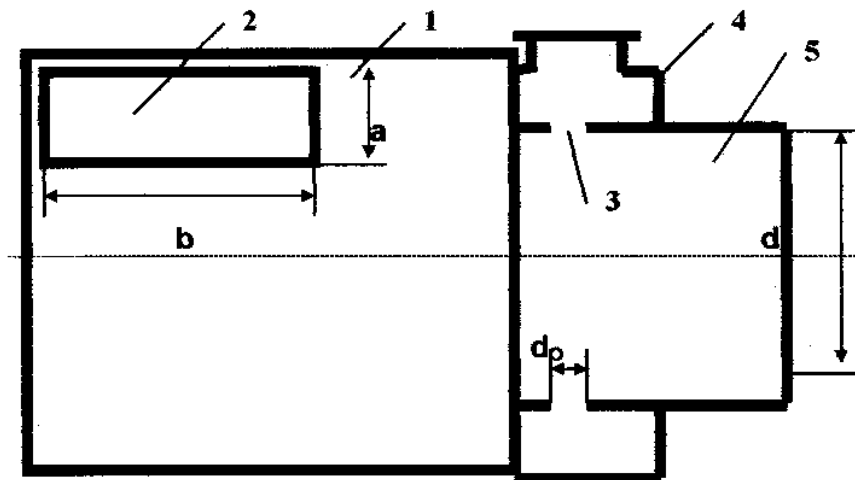


Рис. 3. Расчетная схема горелки с принудительной подачей воздуха: 1 - корпус горелки; 2 - подвод воздуха; 3 - газораздающие отверстия; 4 - газовый коллектор; 5 - амбразура. Величина q_f принимается в пределах от 35×10^6 до 40×10^6 Вт/м²,

Для повышения интенсивности смешения газа с воздухом воздушный поток закручивают, что достигается устройством улитки или тангенциальным подводом воздуха.

Степень крутки потока характеризуется отношением площади воздухоподводящего патрубка $a \times b$ к квадрату диаметра выходного отверстия d_5^2 . Чем меньше величина $(a \times b)/d_5^2$, тем больше момент воздушной струи относительно оси горелки, а следовательно, больше закрученность воздушного потока. С увеличением степени крутки уменьшается длина факела.

Ширину воздухоподводящего канала обычно принимают

равной диаметру огневого канала, а степень крутки - 0,35 - 0,40.

Тогда высота воздухоподводящего канала в м

$$a \geq (0.35 \dots 0.40) * d_5 \quad (3.4)$$

Средний угол подъема воздуха b_{cp} , движущегося по спирали, и площади поперечного сечения горелки при степени крутки 0,35 - 0,40 составляет 35 °.

В центре потока закрученного воздуха расположена зона обратных токов. Диаметр зоны обратных токов в м составляет

$$d_{o.T} = 0,50 * d_5 \quad (3.5)$$

Скорость воздушного потока, движущегося по спирали, в м/с в рабочей зоне определяют по уравнению

$$w_B = \frac{4 * \alpha_1 * V_{B.O} * V_{\Gamma}}{3600 * (d_5^2 - d_{o.T}^2) * \sin(\beta_{CP})} * \frac{T_B}{273} \quad (3.6)$$

Скорость воздуха во входном патрубке горелки в м/с находится из следующей зависимости

$$w_1 = \frac{\alpha_1 * V_{B.O} * V_{\Gamma}}{3600 * a * b} * \frac{T_B}{273} \quad (3.7)$$

где T_B - температура воздуха в °К.

Избыточное давление воздуха перед горелкой в Па определяют из выражения

$$P_B = 1.293 * \left[\frac{w_B^2}{2} + (\zeta - 1) * \frac{w_1^2}{2} \right] * \frac{273}{T_B} \quad (3.8)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления горелки по воздуху.

Примерное значение ζ , для улиточного подвода воздуха и степени крутки 0,35 составляет 4,5 - 5,0.

Поперечное сечение газового коллектора определяют исходя из скорости газа $w_{\Gamma} = 15 - 20$ м/с.

$$f_4 = \frac{V_{\Gamma}}{3600 * w_{\Gamma}} \quad (3.9)$$

Диаметр газовых отверстий, их число и давление рассчитывают из

условия наиболее равномерного распределения струй газа по сечению воздушного потока.

Глубиной проникновения струи газа в поток воздуха h называют расстояние от плоскости выхода струи до ее оси, принявшей направление движения воздушного потока. Её рассчитывают по формуле

$$h = d_0 * k * \frac{w_{\Gamma}}{w_{\epsilon}} * \sqrt{\frac{\rho_{\Gamma}}{\rho_B}} * \sin(\alpha) \quad (3.10)$$

где d_0 - диаметр газовых отверстий, м; k - опытный коэффициент, зависящий от относительного шага между газовыми отверстиями s/d_0 ; w_{Γ} - скорость истечения газа; w_{ϵ} - скорость воздушного потока; ρ_{Γ} и ρ_B - плотности газа и воздуха при рабочих условиях; α - угол атаки (угол встречи газового и воздушного потоков).

Значения коэффициента k приведены в прил. 3.

Из формулы (3.10) следует, что глубина проникновения струи газа прямо пропорциональна диаметру газового отверстия. Если отверстия располагаются в общем коллекторе, то скорость истечения газа из них будет одинакова. В этом случае, считая коэффициент k примерно постоянным, для рядов отверстий с разными диаметрами можно записать следующее соотношение:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{h_1}{h_2} \quad (3.11)$$

Расчет отверстий для выхода газа из коллектора производят из условий желательного распределения газовых струй в воздушном потоке. Принципы, которыми руководствуются при расположении и расчете струй следующие:

- газовые струи в потоке воздуха должны располагаться с зазорами, не пересекаясь и не сливаясь;
- при закрученном воздушном потоке, который отжимается к периферии, газовые струйки следует располагать в зоне основного расхода воздуха, примыкающей к наружной поверхности воздушного канала.

Получить факел требуемой характеристики можно путем выбора соответствующей интенсивности образования смеси. Для получения короткого и несветящегося пламени следует принимать меньшие диаметры струй и располагать их дальше от амбразуры, чтобы образование смеси было завершено до выхода струи в топку. Если струи будут больших диаметров при малом их общем числе, а выходные отверстия струй будут расположены вблизи амбразуры, то процесс смешения переместится в топку и пламя станет вытянутым и светящимся.

Таким образом, степень смешения газа с воздухом до выхода в топку в значительной мере зависит от расстояния между осью газового отверстия и выходным сечением амбразуры.

Для того чтобы до входа в топку газовые струйки большого диаметра смешались с воздухом так же, как и струйки малого диаметра, следует выбирать расстояния от осей газовых отверстий до топки пропорционально диаметрам отверстий.

Диаметр струи, принявший направление движения воздуха, будет следующий:

$$d_{СТР} = 0,75 * h \quad (3.12)$$

где $d_{СТР}$ - диаметр струи на расстоянии h от отверстия.

Отверстия в коллекторе обычно располагают в два ряда. Диаметр первого, считая по направлению движения воздуха, ряда отверстий и их диаметры рассчитывают так, чтобы струи не пересекались и равномерно располагались в зоне основного

расхода воздушного потока. В зоне обратных токов газовые струи располагать нельзя.

Ширина кольцевой зоны, в которой движется воздушный поток составляет

$$A = r_5 - r_{OT} = r_5 - 0.5 * r_5 = 0.5r_5 \quad (3.13)$$

где r_5 - радиус воздушного канала; r_{OT} - радиус зоны обратных токов.

В этой зоне основная масса отеснена в область кольцевой зоны, примыкающей к наружной поверхности воздушного канала и имеющей ширину, равную примерно $0,5 \cdot A$.

Обозначим глубину проникновения газовой струи в воздушный поток по наружному контуру H . Тогда

$$H = h * 0.5 * d_{CTP} = 1,375 * h \quad (3.14)$$

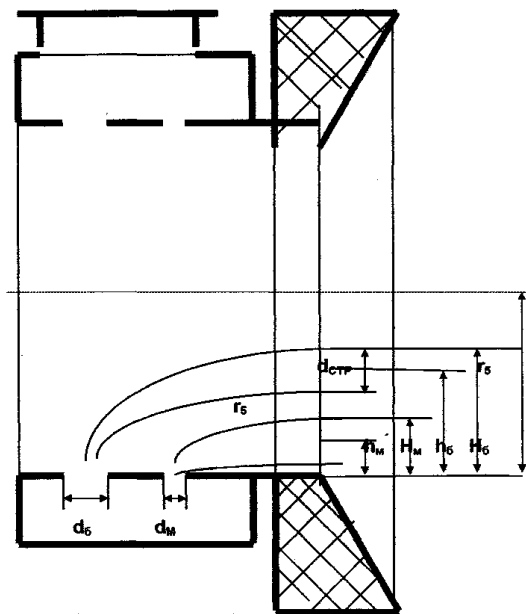


Рис. 3.2. Схема расположения струй в круглой горелке с закрученным потоком воздуха

В дальнейшем параметры, относящиеся к струйкам, вытекающим из отверстий большого диаметра, обозначим индексом "б", а к струйкам, вытекающим из отверстий малого диаметра - "м".

Из условия, чтобы струи располагались с зазором и не сливались, можно написать следующие соотношения;

$$H_B = 0,5 * A \quad (3.15)$$

$$h_B = \frac{0,5 * A}{1,375} = 0,36 * A \quad (3.16)$$

$$H_M = 0,8 * (H_B - d_{CTP}) = 0,8 * (1,375 * h - 0,75 * h_B) = 0,18 * A \quad (3.17)$$

$$h_M = 0,13 * A \quad (3.18)$$

Приведенные значения дальности струй имеют среднее значение. Изменяя их в ту или иную сторону можно управлять интенсивностью смесеобразования.

При двухрядном расположении газовыпускных отверстий через струи большого диаметра рекомендуется подавать 70 %, а через струи меньшего диаметра 30 % расхода газа.

Число отверстий в одном ряду в газовом коллекторе определяют из условия неслияния струй в воздушном потоке после их поворота по направлению движения сносящего потока. Диаметр струи после поворота в прямой поток воздуха равен $d_{CTP} = 0,75 * h$ а в закрученный поток с углом подъема β_{CP}

$$d_{CTP} = \frac{0,75 * h}{\sin(\beta_{CP})} \quad (3.19)$$

Максимальный шаг между отверстиями S должен быть больше этого диаметра, т.е.

$$S > \frac{0,75 * h}{\sin(\beta_{CP})} \quad (3.20)$$

Число газовых струй

$$n = \frac{\pi * (d_5 - 2 * h)}{S} \quad (3.21)$$

Диаметр газовыпускных отверстий в м определяется по формуле

$$d_0 = 0.9 * k * \frac{\varepsilon_f * V_\Gamma}{3600 * n * h * w_B} * \sqrt{\frac{\rho_\Gamma}{\rho_B}} \quad (3.22)$$

$$\varepsilon_f = \frac{P_2}{P_1}^{(k-1)/k} \quad (3.23)$$

$$\rho_B = \frac{273}{T_B} \quad (3.24)$$

Скорость газа в газовыпускных отверстиях определяется по формуле

$$w_\Gamma = 0.9 * \frac{\varepsilon_f * V_\Gamma}{3600 * n * d_0^2} \quad (3.25)$$

Она должна быть больше, чем определенная по формуле

$$w_\Gamma = w_B * \frac{\rho_B}{\rho_\Gamma} \quad (3.26)$$

где w_B - скорость воздуха, отнесенная к цилиндрическому сечению огневого канала, м/с.

$$w_B = \frac{V_B}{360 * f_5} \quad (3.27)$$

Потери давления газа в газовом коллекторе в Па находятся из выражения

$$p_K = \frac{1}{\varepsilon_p * \mu^2} * \frac{w_\Gamma^2}{2} * \rho_\Gamma \quad (3.28)$$

где ε_p - коэффициент, учитывающий расширение газа

при истечении из отверстий; m - коэффициент расхода газовых отверстий.

Значение коэффициента ε_P находится из выражения

$$\varepsilon_P = \frac{k}{k-1} * \frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}}{\frac{P_2}{P_1}} * \frac{P_2}{P_1} \quad (3.29)$$

Значение коэффициента расхода зависит от отношения толщины стенки трубы к диаметру данного отверстия. Его значение в среднем составляет 0,65 - 0,70.

Величина потерь давления в газовом коллекторе не должна превышать величины давления газа перед горелкой. В противном случае давление газа перед горелкой увеличивают путем или повышения давления газа в сети, либо увеличением диаметров газопроводов, подводящих газ к горелке.

Пример 3. Определить основные размеры горелки с принудительной подачей воздуха, установленной на водогрейном котле тепловой мощностью 1,5 МВт. КПД котла - 85 %. Избыточное давление газа перед горелкой 4 кПа. Состав газового топлива аналогичен принятому в примере 1.

Расход газа горелкой определяется по формуле (1.1)

$$V_G = \frac{3600 * 1500}{35700,7 * 1 * 0,85} = 177,95 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Расход воздуха определяется по формуле (3.1)

$$V_B = 177,95 * 1,05 * 9,496 = 1774,30 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Площадь сечения и диаметр огневого канала определяется по формулам (3.2 и 3.3)

$$f_5 = \frac{177,95 * 35700,7}{3,6 * 35000000} = 0,051 \text{ м}^2$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 * 0,051}{3,14}} = 0,255 \text{ м}$$

Ширина воздушного канала

$$b = d_5 = 0.255 \text{ м}$$

Высота воздушного канала определяется по формуле (3.4)

$$a = 0.40 * 0.255 = 0.102 \text{ м}$$

Диаметр зоны обратных токов находят из выражения (3.5)

$$d_{O.T} = 0,50 * 0,255 = 0,128 \text{ м}$$

Скорость воздушного потока, движущегося по спирали, в рабочей зоне определяют по уравнению (3.6)

$$w_B = \frac{4 * 1,05 * 9,496 * 177,95}{3600 * 3,14 * (0,255^2 - 0,128^2) * \sin(35^\circ)} * \frac{273 + 20}{273} = 24.135 \text{ м/с}$$

Скорость воздуха, движущегося во входном патрубке горелки находят из выражения (3.7)

$$w_1 = \frac{1.05 * 9.496 * 177.95}{3600 * 0.102 * 0.255} * \frac{273 + 20}{273} = 20.337 \text{ м/с}$$

Избыточное давление воздуха перед горелкой в Па определяют по формуле (3.8) при значении коэффициента местного сопротивления равном 5,0.

$$P_B = 1,293 * \left[\frac{24,135^2}{2} + (5 - 1) * \frac{20,337^2}{2} \right] * \frac{273}{273 + 20} = 1347,426 \text{ Па}$$

Поперечное сечение газового коллектора в м² определяют по формуле (3.9) исходя из рекомендуемой скорости газа $w_r = 15$ м/с.

$$f_4 = \frac{177.95}{3600 * 15} = 0.0033 \text{ м}^2$$

Ширина кольцевой зоны, в которой движется воздушный поток, определяется из выражения (3.13)

$$A = 0,5 * \frac{0,255}{2} = 0,064 \text{ м}$$

Для улучшения смешения газа с воздухом газовыпускные отверстия в горелке располагаем в 2 ряда, причем отверстия

большого диаметра располагаем дальше от выходного сечения горелки, чем отверстия меньшего диаметра. При этом принимаем, что через струи большого диаметра подается 70 %, а через струи меньшего диаметра 30 % расхода газа.

Производим расчет отверстий большого диаметра. Из выражений (3.15 и 3.16) находим границу максимального проникновения струи в поток воздуха H_B и расстояние до оси струи h_B

$$H_B = 0,5 * 0,064 = 0,032 м$$

$$h_B = 0,36 * 0,064 = 0,023 м$$

Максимальный шаг между отверстиями находим из условия (3.20)

$$S = 0.75 * \frac{0.023}{\sin(35^\circ)} = 0.030 м$$

Число отверстий для выхода газовых струй определяется по формуле (3.21)

$$n_B = \frac{3,14 * (0,255 - 2 * 0,023)}{0,030} = 21,9$$

Принимаем 22 отверстия.

Значение коэффициента ε_f определяется по формуле (3.23)

$$\varepsilon_f = \left(\frac{101300}{101300 + 4000} \right)^{\frac{(1,3-1)}{1,3}} = 0.991$$

Плотность воздуха при температуре T_B находится по (3.24)

$$\rho_B = 1,293 * \frac{273}{273 + 20} = 1,205 \text{ кг / м}^3$$

Задаемся относительным шагом отверстий $s/d_{об} = 8$ - По прил. 3 определяем значение коэффициента $k = 1,7$ и рассчитываем диаметр газовыпускных отверстий по формуле (3.22), учитывая, что через эти отверстия подается 70 % газа

$$d_{об} = 0,9 * 1,7 * \frac{0,991 * 0,7 * 177,95}{3600 * 22 * 0,023 * 24,135} * \sqrt{\frac{0,757}{1,205}} = 0,0034 м$$

Проверяем величину относительного шага

$$\frac{0,030}{0,0034} = 8,82$$

Повторяем расчет, задаемся величиной относительного шага $s/d_{OB} = 8,8$. По прил. 3 величина коэффициента $k = 1,72$.

$$d_{OB} = 0,9 * 1,72 * \frac{0,991 * 0,7 * 177,95}{3600 * 22 * 0,023 * 24,135} * \sqrt{\frac{0,757}{1,205}} = 0,0034 м$$

Величина $s/d_O = 8,82$. Принятая величина s/d_{OB} равна полученной.

Суммарная площадь газовыпускных отверстий большего диаметра составляет

$$\sum(f_{OB}) = n_B * \frac{\pi * (d_{OB})^2}{4} = 22 * \frac{3,14 * 0,0034^2}{4} = 0,000200 м^2$$

Скорость газа в газовыпускных отверстиях определяется по формуле (3.25)

$$w_{\Gamma} = 0,9 * \frac{0,991 * 0,7 * 177,95}{3600 * 22 * 0,0034^2} = 121,347 м/с$$

Минимальная допустимая скорость газа в газовыпускных отверстиях определяется по формуле (3.26) с учетом формулы (3.27)

$$w_B = \frac{1774,30}{3600 * 0,051} = 9,664 м/с$$

$$w_{\Gamma} = 9,664 * \frac{1,205}{0,757} = 15,383 м/с$$

Фактическая скорость газа в газовыпускных отверстиях большего диаметра превышает минимальную допустимую. Расчет отверстий большего диаметра закончен.

Производим расчет отверстий меньшего диаметра. Из выражений (3.15 и 3.16) находим границу максимального проникновения струи в поток воздуха H_m и расстояние до оси струи h_m

$$h_M = 0.13 * 0.064 = 0.008_m$$

Максимальный шаг между отверстиями находим из условия (3.20)

$$S = \frac{0.75 * 0.008}{\sin(35^\circ)} = 0.010_m$$

Число отверстий для выхода газовых струй определяется по формуле (3.21)

$$n_M = \frac{3.13 * (0.255 - 2 * 0.008)}{0.010} = 75.05$$

Принимаем 75 отверстий.

Задаемся относительным шагом отверстий $s/d_{оп} = 8$. По прил. 3 определяем значение коэффициента $k = 1,7$ и рассчитываем диаметр газовыпускных отверстий по формуле (3.22), учитывая, что через эти отверстия подается 30 % газа

$$d_{об} = 0.9 * 1.7 * \frac{0.991 * 0.3 * 177.95}{3600 * 75 * 0.008 * 24.135} * \sqrt{\frac{0.757}{1.205}} = 0.0012_m$$

Проверяем величину относительного шага

$$\frac{0,010}{0,0012} = 8,33$$

Полученная величина относительного шага близка к заданной.

Суммарная площадь газовыпускных отверстий меньшего диаметра составляет

$$\sum(f_{ом}) = n_M * \frac{\pi * (d_{ом})^2}{4} = 75 * \frac{3,14 * 0,0012^2}{4} = 0,000085_m^2$$

Скорость газа в газовыпускных отверстиях определяется по формуле (3.25)

$$w_\Gamma = 0,9 * \frac{0.991 * 0,3 * 177,95}{3600 * 75 * 0,0012^2} = 122,46_m / c$$

Фактическая скорость газа в газовыпускных отверстиях меньшего диаметра превышает минимальную допустимую. Расчет отверстий меньшего диаметра закончен.

Определяется значение коэффициента ε_f по формуле (3.29)

$$\varepsilon_f = \frac{1 - \frac{101300}{101300 + 4000}^{(1.3-1)/1.3}}{1 - \frac{101300}{101300 + 4000}} * \frac{101300}{101300 + 4000} = 0.976$$

Потери давления газа в газовом коллекторе находятся из выражения (3.28) при значении коэффициента расхода, равном 0,65. Величина скорости принимается большей из полученных значений для отверстий большего и меньшего диаметра.

$$P_K = \frac{1}{0.976 * 0.652} * \frac{122,462}{2} * 0.757 = 13765,05 \text{ Па}$$

Величина потерь давления газа в газовом коллекторе горелки превышает давление газа перед горелкой. Следовательно, регулятор давления в ГРУ должен быть отрегулирован на такое давление, чтобы с учетом потерь давления газа в сети от ГРУ до горелки обеспечивалось расчетное давление 13765,05 Па.

Суммарная площадь газовыпускных отверстий составляет

$$\sum(S_o) = \sum(S_{OB}) + \sum(S_{OM}) = 0,000200 + 0,000085 = 0,000285 \text{ м}^2$$

4. ПЕРЕСЧЕТ ГОРЕЛОК ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗА

При проектировании и эксплуатации газопотребляющих установок часто возникает необходимость либо изменения режимных параметров работы газовых горелок либо изменения некоторых элементов их конструкций.

Такая необходимость чаще всего возникает из-за изменения состава газа, что вызывает изменение его плотности и низшей теплоты сгорания. При этом основным требованием является сохранение тепловой мощности установки.

На этапе проектирования сохранить тепловую мощность агрегата возможно без переделки конструктивных элементов горелки. Для этого достаточно изменить давление газа и воздуха перед горелкой.

Величина давления газа, имеющего характеристики отличные от расчетных, при котором тепловая мощность горелки останется неизменной определяется по формуле

$$P_{\Gamma}' = P_{\Gamma} * \frac{\rho_{\Gamma}'}{\rho_{\Gamma}} * \left(\frac{Q_H}{Q_H'} \right)^2 \quad (4.1)$$

Величины со штрихом относятся к измененному составу газа.

Для горелок с принудительной подачей воздуха также приходится изменять и давление воздуха перед горелкой, которое определяется по формуле

$$P_B' = P_B * \left(\frac{Q_H * \alpha_1' * V_{B.O.}}{Q_H' * \alpha_1 * V_{B.O.}} \right)^2 \quad (4.2)$$

При эксплуатации существующих установок или невозможности изменения давления газа и воздуха можно изменить диаметры газовыпускных отверстий.

Для эжекционных горелок неполного предварительного смешения новый диаметр сопла определяется по формуле

$$d_1' = d_1 * \sqrt{\frac{Q_H}{Q_H'}} * \sqrt{\frac{\rho_{\Gamma}'}{\rho_{\Gamma}}} \quad (4.3)$$

Для эжекционных горелок полного предварительного смешения новый диаметр сопла определяется по формуле

$$d_1 = d_1' * \sqrt{\frac{(1 + \alpha_1 * V_{B.O.}) * \left[1 + \alpha_1 * V_{B.O.} * \left(\frac{\rho_B}{\rho_{\Gamma}} \right) \right]}{(1 + \alpha_1' * V_{B.O.}') * \left[1 + \alpha_1' * V_{B.O.}' * \left(\frac{\rho_B'}{\rho_{\Gamma}'} \right) \right]}} \quad (4.4)$$

Для горелок с принудительной подачей воздуха площадь газовыпускных отверстий при измененном составе газа определяется

$$\sum f_0' = \sum f_0 * \frac{Q_H}{Q_H'} \quad (4.5)$$

Диаметр газовыпускных отверстий находится из выражения

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 * \sum f_0'}{\pi * n}} \quad (4.6)$$

Пример 4. Пересчитать горелки из примеров 1, 2, и 3 для сжигания искусственного газа следующего состава: водород - 59 %, метан - 24 %, этан - 1,5 %, пропан - 0,5 %, углерода оксид - 8 %, углерода диоксид - 2,4 %, кислород - 0,6 %, азот - 4 %.

Плотность газа составляет

$$\rho_{\Gamma} = 0,59 * 0,08999 + 0,24 * 0,7168 + 0,015 * 1,3566 + 0,005 * 2,019 + 0,08 * 1,25 + 0,024 * 1,9768 + 0,005 * 1,429 + 0,04 * 1,2505 = 0,462 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Низшая теплота сгорания газа составляет

$$Q_H = 0,59 * 10800 + 0,24 * 35840 + 0,015 * 63730 + 0,005 * 93370 + 0,08 * 12640 = 17407,6 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Количество кислорода, теоретически необходимое для сжигания газа, составляет

$$V_{K.O} = 0,5 * 0,08 + 0,5 * 0,59 + 2 * 0,24 + 3,5 * 0,015 + 5 * 0,005 - 0,006 = 0,8865 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания газа, составляет

$$V_{B.O} = 4,76 * 0,8865 = 4,220 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

При неизменных размерах горелок давление газа перед горелками в соответствии с формулой (4.1) должно составлять:

- перед жекционной горелкой неполного предварительного смешения

$$P_r' = 1000 * \frac{0.462}{0.757} * \left(\frac{35700.7}{17407.6} \right)^2 = 2564.75 \text{ Па}$$

- перед эжекционной горелкой полного предварительного смешения

$$P_r' = 65 * \frac{0.462}{0.757} * \left(\frac{35700.7}{17407.6} \right)^2 = 166.71 \text{ кПа}$$

- перед горелкой с принудительной подачей воздуха

$$P_r' = 13765,0 * \frac{0.462}{0.757} * \left(\frac{35700.7}{17407.6} \right)^2 = 35303 \text{ Па}$$

Давление воздуха перед горелкой с принудительной подачей воздуха при неизменном значении коэффициента избытка воздуха, равном 1,02 определяется по формуле (4.2)

$$P_B' = 1347.426 * \left(\frac{35700.7 * 1.02 * 4.220}{17407.6 * 1.02 * 9.496} \right)^2 = 1119.242 \text{ Па}$$

При неизменном давлении газа диаметр сопла эжекционных горелок определяется:

для горелок неполного предварительного смешения по формуле (4.3)

$$d_1' = 0.0052 * \sqrt{\frac{35700.7}{17407.6} * \frac{0.462}{0.757}} = 0.0066 \text{ м}$$

для горелок полного предварительного смешения при неизменном коэффициенте избытка воздуха, равном 1,02 по формуле

(4.4)

$$d_1' = 0.01148 * \sqrt{\frac{(1 + 1.02 * 9.496) * \left[1 + 1.02 * 9.496 * \left(\frac{1.293}{0.757} \right) \right]}{(1 + 1.02 * 4.220) * \left[1 + 1.02 * 4.220 * \left(\frac{1.293}{0.462} \right) \right]}} = 0.01889 \text{ м}$$

Суммарная площадь газовыпускных отверстий в горелке с

принудительной подачей воздуха определяется по формуле (4.5)

$$\sum f_o' = 0.000285 * \frac{35700.7}{17407.6} = 0.000585 \text{ м}^2$$

Пропорционально изменению суммарной площади газовыпускных отверстий изменяем площади отверстий большего и меньшего диаметра.

Суммарная площадь газовыпускных отверстий большего диаметра составляет

$$\sum (f_{o.B}') = \sum (f_o') * \frac{\sum (f_{o.B})}{\sum (f_o)} = 0.000585 * \frac{0.000200}{0.000285} = 0.000411 \text{ м}^2$$

Суммарная площадь газовыпускных отверстий меньшего диаметра составляет

$$\sum (f_{o.M}') = \sum (f_o') * \frac{\sum (f_{o.M})}{\sum (f_o)} = 0.000585 * \frac{0.000085}{0.000285} = 0.000174 \text{ м}^2$$

Диаметры отверстий определяются по формуле (4.6).

Диаметр больших отверстий составляет

$$d_o' = \sqrt{\frac{4 * 0.000411}{3.14 * 22}} = 0.0049 \text{ м}$$

Диаметр меньших отверстий составляет

$$d_o' = \sqrt{\frac{4 * 0.000174}{3.14 * 75}} = 0.0017 \text{ м}$$

Значения коэффициента расхода для различных форм сопел

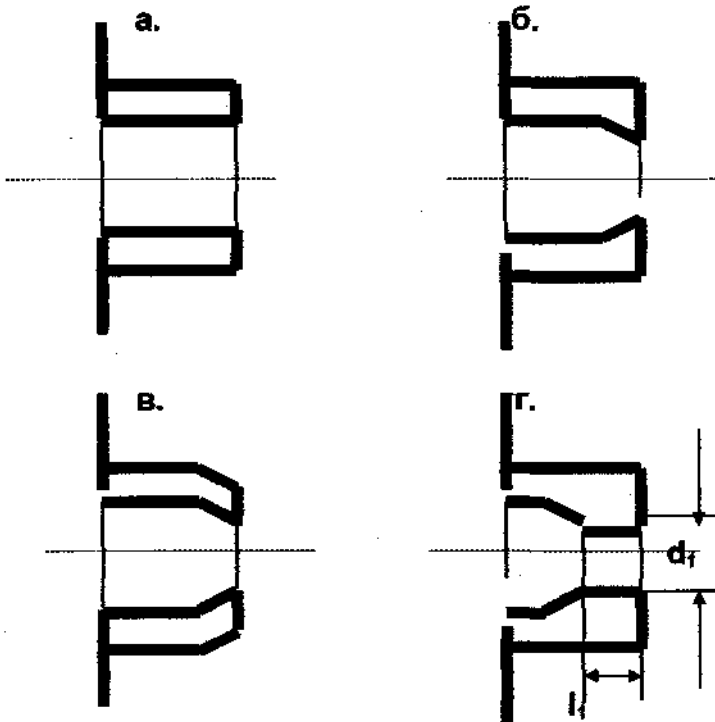


Рис. 1.2. Формы сопел эжекционных горелок

а - цилиндрическое сопло с острыми краями в тонкой стенке; б - цилиндрическое сопло с закругленными изнутри краями в тонкой стенке; в - коническое сопло; коническое сопло с цилиндрическим каналом.

N п/п	Индекс формы сопла	Коэффициент расхода, m
1	2	3
1	а	0,60 - 0,65
2	б	0,70 - 0,75
3	в	
	$\angle\beta = 15^\circ$	0,90
	$\angle\beta = 30^\circ$	0,85
	$\angle\beta = 45^\circ$	0,82
4	г	
	$\angle\beta = 90^\circ$	
	$l_1/d_1 = 0,18$	0,75
	$l_1/d_1 = 0,45$	0,85
	$l_1/d_1 = 1,00$	0,85
	$l_1/d_1 = 2,00$	0,84

Приложение 2

Значения коэффициента k в зависимости от вида газа и коэффициента избытка первичного воздуха

N п/п	Коэффициент избытка первичного воздуха	Природный газ	Сжиженный газ	Коксовый газ
1	2	3	4	5
1	0,2	-	-	0,85
2	0,3	0,85	-	0,60
3	0,4	0,70	1,10	0,50
4	0,5	0,60	0,90	0,38
5	0,6	0,50	0,80	0,30
6	0,7	0,40	0,65	0,24
7	0,8	0,32	0,50	0,20

Приложение 3

Значения коэффициента k для горелок с принудительной подачей воздуха

Относительный шаг s/d_0	4	5	8	10	15	16	∞
Коэффициент k	1,6	1,6	1,7	1,75	1,9	1,9	2,2

5. ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. СНиП 2.04.08-87* Газоснабжение
2. Правила безопасности в газовом хозяйстве. - М.: Научно -производственное объединение ОБТ, 1992.
3. Ионин АА Газоснабжение: Учеб. для вузов.- 4-е изд. перераб. и доп.-М.: Стройиздат, 1989.
4. Стаскевич Н.Л., Северинец Г.Н., Вигдорчик Д.Я. Справочник по газоснабжению и использованию газа.-Л.: 1990.
5. Стаскевич Н.Л., Вигдорчик Д.Я, Справочник по сжиженным углеводородным газам.-Л.: Недра, 1986.
6. Чепель В.М., Шур И.А, Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий.-7-е изд. перераб. и доп.- Л.: Недра, 1980.
7. Иссерлин А.С. Основы сжигания газового топлива.-Л.: Недра, 1987.