

Ранее в печи отставал нагрев низа сутунок, это препятствовало развитию производительности на стане. Улучшение нагрева низа сутунок путем организации сжигания газа со светящимся факелом позволило повысить темп работы на стане.

Поддержание температуры печи в период горячих простоев за счет газа, подаваемого только через витки, способствует уменьшению окисления металла и облегчает выдачу металла из печи, так как сутунки не свариваются между собой. Условия отопления печи с витками близки к условиям отопления мазутом, и переход с одного вида отопления на другой не будет вызывать капитальных переделок и производственных затруднений.

Измеренные тепловые потоки по ширине и длине печи показали, что максимальные пределы имеют место при подаче 30% газа на самокарбюрацию через виток.

Наиболее высокие падающие и усвоенные металлом тепловые потоки измерялись при работе печи на горелках с витками.

При применении полуэжекционных горелок МИС (Московский институт стали и сплавов) с витками была получена значительная экономия в сравнении с работой на горелках с сжатым воздухом. Одновременно имело место повышение производительности печи и улучшение качества нагрева металла.

За период работы печи с самокарбюрацией газового пламени установлена возможность длительной эксплуатации витков, так как период их работы составил более 8 месяцев.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. А. Г л и н к о в, Ю. П. Ф и л и м о н о в, В. А. К р и в а н д и н. Известия высших учебных заведений. Черная металлургия, № 7, 1960.
2. П. А. Т е с н е р. Образование ценных промежуточных продуктов при неполном горении углеводородов природных газов. Труды ВНИИГАЗ, Госполитиздат, 1959.
3. Г. П о р т е р. Образование углерода во фронте пламени. Вопросы горения и детонационных волн. Оборонгиз, 1958.

*Канд. техн. наук И. Я. СИГАЛ, инж. Г. Ф. НАЙДЕНОВ,
инж. И. Е. КОСТИНЕНКО*

Институт использования газа АН УССР

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТУРБУЛЕНТНЫХ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

Авторами проведено исследование турбулентных горелок с периферийной подачей газа на огневых моделях в лабораториях Института использования газа АН УССР. Отдельные результаты исследований проверялись на работающих горелках в котлах промышленных предприятий. Экспериментальная установка пред-

ставляла собой модель турбулентной горелки с периферийной подачей газа с диаметром патрубка 100 мм. При неизменном расходе газа и коэффициенте избытка воздуха изменялась конструкция устройств для закрутки воздуха (и соответственно интенсивность закрутки воздушного потока), а также конструкция амбразуры. Характер движения потока и поля скоростей определялись при помощи флюгера, приводящего в движение уравнивающую его стрелку на расположенном снаружи лимбе, и пневмометрических трубок. Концентрации продуктов сгорания в амбразурах определялись на основании проб продуктов сгорания, отбираемых водоохлаждаемыми трубками в двух сечениях амбра-

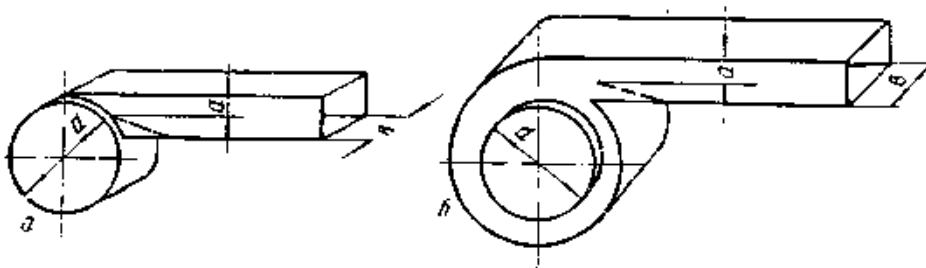


Рис. 1. Схемы тангенциального и улиточного подводов воздуха: а — простой тангенциальный, б — улиточный.

зуры, а характер факела — по фотографиям на фоне координатника, нанесенного на зачерненный экран.

Отличительной особенностью турбулентных горелок является подача газовых струй в закрученный поток воздуха. Закручивание воздушного потока обычно обеспечивается одним из следующих способов: простым тангенциальным (рис. 1а), улиточным (рис. 1б) подводом воздуха или же закручиванием лопатками. Д. Н. Ляховский [1] предлагает все закрученные струи разделить на две группы: а) слабо закрученные струи, в любом сечении которых аксиальная скорость на оси положительна; б) сильно закрученные струи, имеющие обратный поток в осевой области. Большинство турбулентных горелок относится по характеру движения воздушной струи ко второй группе.

Кривая зависимости разрежения на оси цилиндрического канала — ΔP от средней, приведенной к сечению скорости ($W_{пр}^{ос}$) закрученного потока

$$W_{пр}^{ос} = \frac{V_B}{3600\pi R^2}, \quad (1)$$

имеет вид квадратичной параболы, проходящей через начало координат:

$$\Delta P = A (W_{пр}^{ос})^2, \quad (2)$$

где A — постоянная, зависящая от интенсивности закрутки.

Интересно отметить, что в практике эксплуатации турбулентных горелок иногда делаются попытки вынести факел из горелки путем увеличения скорости газозадушной смеси, увеличивая нагрузку на горелку. Однако такие мероприятия приводят лишь к увеличению $W_{\text{пр}}^{\text{oc}}$, а следовательно, и увеличению ΔP (см. выражение 2) и, наоборот, — к увеличению втягивания пламени в горелку.

В работе Д. Н. Ляховского [1] и наших предыдущих работах степень крутки воздушного потока характеризовалась отношением $\frac{ab}{d^2}$, что при часто встречающихся в практике $b = d$ удовлетворительно характеризует крутку при простом тангенциальном подводе воздуха. При улиточном подводе воздуха величина $\frac{ab}{d^2}$ даже при $b = d$ недостаточна для характеристики степени закрученности воздушного потока.

По Р. Б. Ахмедову [2] интенсивность крутки воздушного потока при простом тангенциальном потоке характеризуется так:

$$n = \frac{d(d-a)}{ab}, \quad (3)$$

а при улиточном подводе

$$n = \frac{d(d+a+2c)}{ab}, \quad (4)$$

где d — диаметр цилиндрического канала;

a — высота входного патрубка;

b — ширина входного патрубка;

c — расстояние между патрубком и цилиндрической полостью подвода.

Для ряда практически встречающихся случаев $b = d$, поэтому выражения [3] и [4] для этих случаев можно записать для простого тангенциального подвода

$$n = \frac{d-a}{a}, \quad (5)$$

а для улиточного подвода

$$n = \frac{d+a+2c}{a}. \quad (6)$$

В приводимых ниже результатах экспериментального исследования интенсивность крутки подсчитана из выражений [3] и [4]. Следует, однако, отметить, что при одинаковых интенсивностях крутки углы наклона потока при простом тангенциальном и улиточном подводах воздуха были различными. С увеличением интенсивности крутки возрастает тангенциальная скорость, что приводит к увеличению разрежения в центре потока. Так, например, при постоянном расходе воздуха, соответствующем $W_{\text{пр}}^{\text{oc}} = 8,2 \text{ м/сек}$, изменение тангенциальной скорости $\rightarrow W_T$ путем изменения

интенсивности крутки с $n = 1,8$ до $n = 4,0$ приводило к увеличению разрежения на оси потока в горелке соответственно с 78

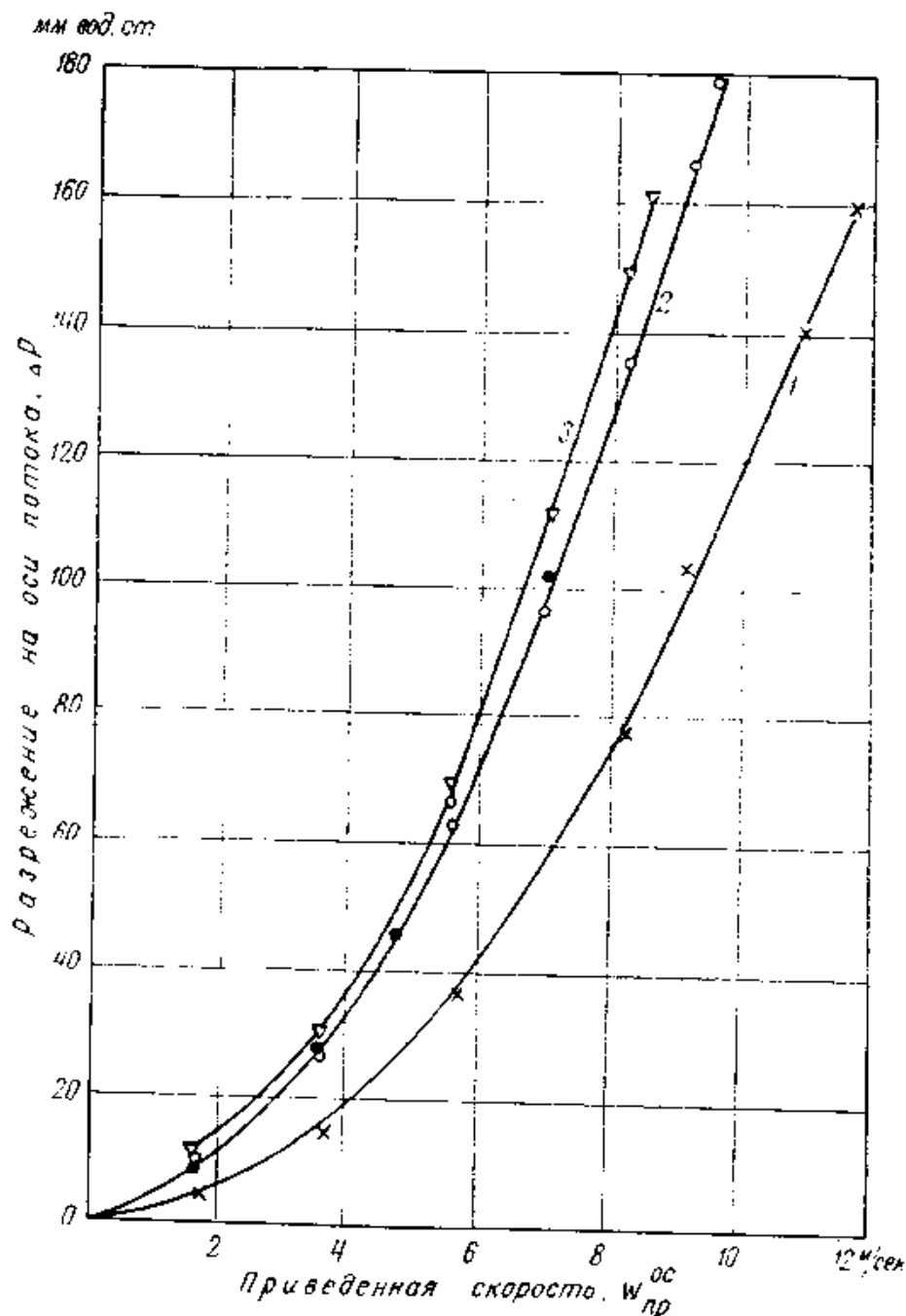


Рис. 2. Разрежение на оси цилиндрического канала за простым тангенциальным подводом на расстоянии $l = 0,4 d$.

1 — $n = 1,8$; 2 — $n = 3,0$; 3 — $n = 4,0$.

до 149 мм вод. ст. (рис. 2). Разрежение замерялось в выходном сечении турбулентной горелки с простым тангенциальным подводом воздуха.

Газовые камеры и амбразуры турбулентных горелок, устанавливаемых в котлах малой и средней производительности, часто выполняются в форме цилиндрического канала длиной $l = 0,5 \div 1,8 d$. Представляет интерес проследить изменение разрежения на оси горелки в зависимости от расстояния от улитки (тангенциального подвода воздуха).

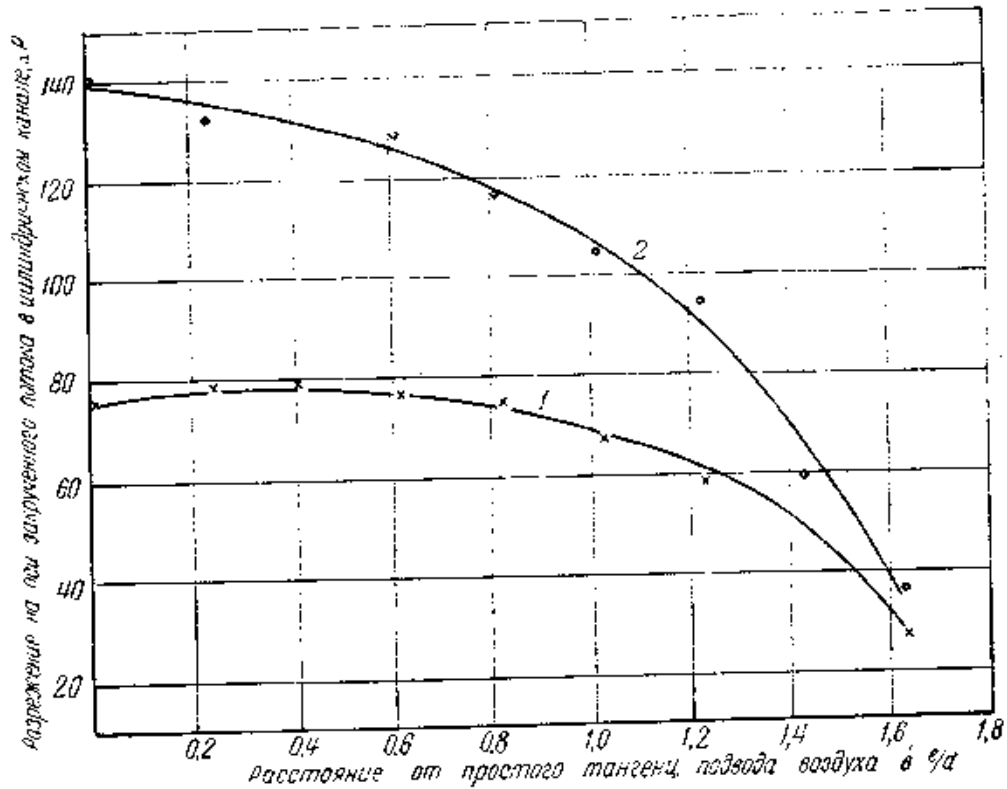


Рис. 3. Разрежение на оси закрученного воздушного потока вдоль цилиндрического канала за простым тангенциальным подводом

$$W_{пр}^{ос} = 8,2 \text{ м/сек.}$$

$$1 - n = 1,8; 2 - n = 3,0.$$

Как видно из графика (рис. 3), максимальное разрежение на оси цилиндрического канала возникает у задней стенки горелки. По мере приближения к выходному сечению горелки имеет место некоторое последовательное уменьшение разрежения. Из сравнения кривых 1 и 2 на рис. 3 видно, что изменение интенсивности крутки существенно влияет на разрежение в осевой области при постоянном расходе воздуха. Одним из основных определяющих параметров для расчета турбулентных горелок является соотношение скоростей газа и воздуха $\frac{W_{г}}{W_{в}}$ или их динамических напоров

$$\frac{\gamma_{г} W_{г}^2}{\gamma_{в} W_{в}^2}. \text{ Действительная скорость частицы воздуха в закрученном}$$

потоке будет больше средней, приведенной к сечению скорости $W_{пр}^{oc}$ вследствие того, что воздух движется по спирали с углом подъема β (где β —угол между вертикалью и направлением потока).

И. И. Чернобыльский и Г. М. Щеголев [4] предлагают принимать этот угол равным 30° . Между тем, угол наклона спирали зависит от степени крутки и расстояния от центра потока. На экспериментальной установке при помощи уравновешенного флюгера с указывающей стрелкой фиксировались углы наклона воздушной струи по отношению к вертикали. Для определения полей скоростей и давлений в потоке площадь цилиндрического канала была разбита на ряд концентрических кольцевых сечений. Средние значения параметров потока определялись интегрированием по площади поперечного сечения. Ниже показаны средние значения угла подъема потока. С приближением к стенке угол подъема потока β увеличивается.

Угол подъема потока по спирали при подводе воздуха			
простом тангенциальном		улиточном	
$\angle \beta_{ср}$	n	$\angle \beta_{ср}$	n
35	1,8	33	3
25	3	31	3,7
22	4	29	4,5

При простом тангенциальном подводе с интенсивностью крутки 1,8 угол потока у стенки составлял $42 \div 43^\circ$; на расстоянии $0,15 \div 0,20 R$ от стенки — $33 \div 36^\circ$; на расстоянии $0,30 \div 0,40 R$ от стенки — $21 \div 25^\circ$. В случае улиточного подвода воздуха изменение угла потока по радиусу имеет аналогичный характер. На рис. 4 приведены значения осевых скоростей воздуха

$$W_{ос} = W_{в} \sin \beta, \quad (7)$$

где угол β принимался по экспериментальным данным. Из приведенных графиков видно, что независимо от средней скорости потока эпюры распределения скоростей имеют аналогичный характер и характеризуются наличием отрицательных скоростей в центральной части потока. Эта область отрицательных скоростей занимает в зависимости от интенсивности крутки до половины площади цилиндрического канала. Размеры зоны обратных токов при улиточном подводе воздуха:

Интенсивность крутки n	3	3,7	4,5	7
Доля радиуса, по которой имеются обратные токи	0,41	0,41	0,47	0,69
Доля площади, через которую проходят обратные токи	16,7	16,0	22,0	48,0

Изменение расхода воздуха через горелку в пределах от 50 до 100% не влияет на размеры зоны обратных токов.

Измерение распределения статического давления по сечению цилиндрического канала показывает, что свыше 70% площади

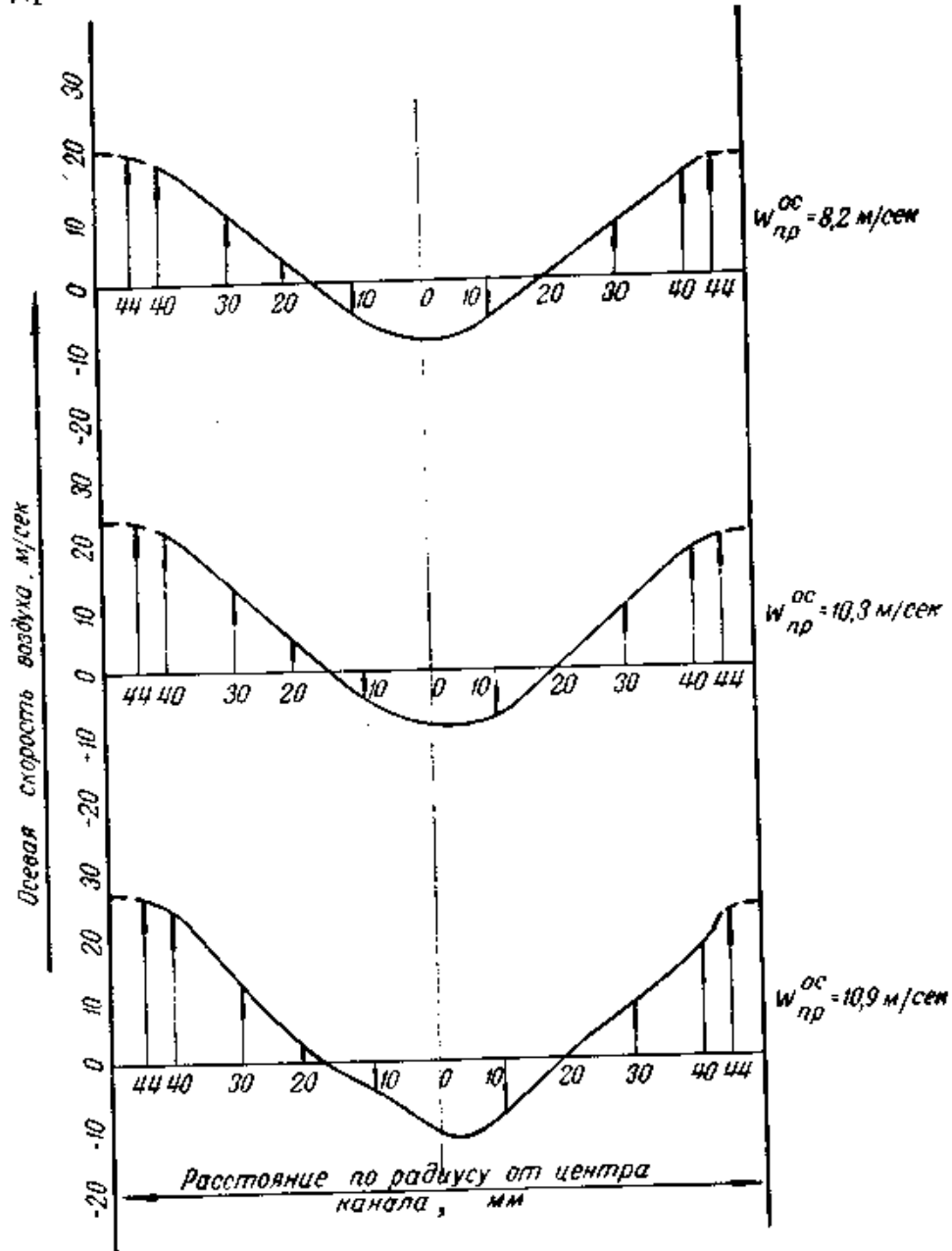


Рис. 4. Распределение осевых скоростей воздуха по радиусу в цилиндрическом канале на расстоянии $l = 0,7 d$ за простым тангенциальным подводом с интенсивностью крутки $n = 1,8$.

сечения канала характеризуется наличием разрежения. Эта зона значительно превышает зону обратных токов.

При конструировании турбулентных горелок следует рассчитывать дальнобойность струй так, чтобы струи попадали в воздуш-

Конструкция и длина амбразуры оказывают значительное влияние на качество горения, размеры факела, его конфигурацию, а также на появление или устранение пульсаций при горении. Авторами было проведено исследование процессов смешения и горения на 11 конструкциях амбразур цилиндрической формы.

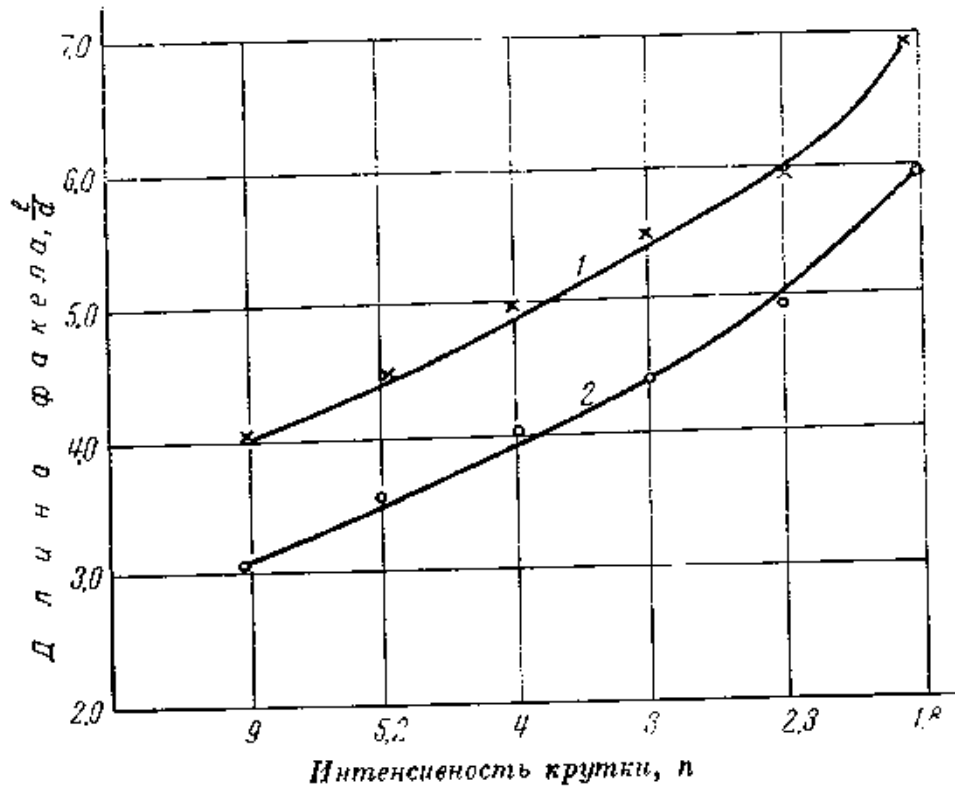


Рис. 5. Изменение длины факела турбулентной горелки с простым тангенциальным подводом воздуха в зависимости от интенсивности крутки; $\alpha = 1,09 = \text{const.}$

1 и 2 — при разных расходах газа.

конической с углами раскрытия 8, 30 и 60°, с внезапным расширением, а также при разной длине амбразур (рис. 6а и б).

В процессе исследования определялись поля температур и давлений в амбразуре, характер выгорания газа по сечению и по длине амбразуры, размеры и конфигурация факела, температура стенок амбразуры и газовых камер и некоторые другие факторы. На рис. 7 приведены некоторые характеристики работы цилиндрической и конических амбразур с углами раскрытия

30 и 60°. Как видно из приведенных графиков (при $\frac{B \cdot Q_{\text{н}}}{I_{\text{огн}}} = 1600 \text{ ккал/см}^2 \cdot \text{ч}$; $\alpha = 1,05$; $n = 1,81$), в амбразуре с углом раскрытия 60° процесс горения почти полностью заканчивается, в то время как в цилиндрической амбразуре не выгорело еще более 50% горючих. Характеристики факела турбулентной горелки приведены в табл. 2.

Таблица 2

Ориентировочная конфигурация факела турбулентной горелки
(подвод воздуха тангенциальный $b = d$; $a = 0,35 d$)

$$\frac{B \cdot Q_H}{f_{огн}} = 1600 \text{ ккал/см}^2 \cdot \text{ч, при } a = 1,05 = \text{const}$$

Тип амбразуры	Длина факела, $\frac{l}{d_{\text{пил}}}$	Отношение максимального диаметра факела к диаметру устья горелки, $\frac{D}{d}$
Цилиндрическая	8,0	3,0
Коническая с углом раскрытия 8°	7,5	3,5
То же, 30°	6,0	4,0
То же, 60°	3,5	5,5

При увеличении тепловой нагрузки $\frac{B \cdot Q_H}{f_{огн}}$ до 3000—3500 ккал/см²·ч длина факела увеличивается в среднем на 15%.

Следует отметить, однако, что вследствие наличия ряда отличных тепловых и гидродинамических факторов в топке действительная длина пламени, по-видимому, будет несколько отличной от приведенной в табл. 2. Средняя температура продуктов сгорания в выходном сечении цилиндрической амбразуры при выпуске продуктов сгорания в атмосферу составляла 1450°C и была на 200°C выше, чем в конической с углом раскрытия 30° и на 300°C выше, чем конической с углом раскрытия 60° (рис. 7).

Увеличение длины цилиндрической амбразуры в 2 или в 3 раза приводило к увеличению температуры продуктов сгорания в амбразуре соответственно до 1630 и 1700°C (рис. 8). Эти данные показывают, что увеличивать длину амбразуры нецелесообразно ввиду возможности оплавления стенок амбразуры. При одинаковом режиме работы (постоянном расходе газовой смеси и при одной и той же горелке) разрежение в начале цилиндрической амбразуры у газовых камер в 2,5—3 раза превышало значение разрежения в конической амбразуре с углом раскрытия 30° .

Так как разрежение вблизи выходного сечения конических амбразур меньше разрежения, имеющегося в топке, то в конических амбразурах втягивание пламени в горелку не имеет места. Этим, по-видимому, и объясняется более спокойная работа конических амбразур, отсутствие пульсаций при горении, часто возникающих при работе турбулентных горелок с цилиндрическими амбразурами. Проведенные исследования показали, что выполне-

ние цилиндрических амбразур или близких к ним по форме в большинстве случаев нецелесообразно.

Амбразуры турбулентных горелок с периферийной выдачей газа целесообразно выполнять в виде конуса с углом раскрытия

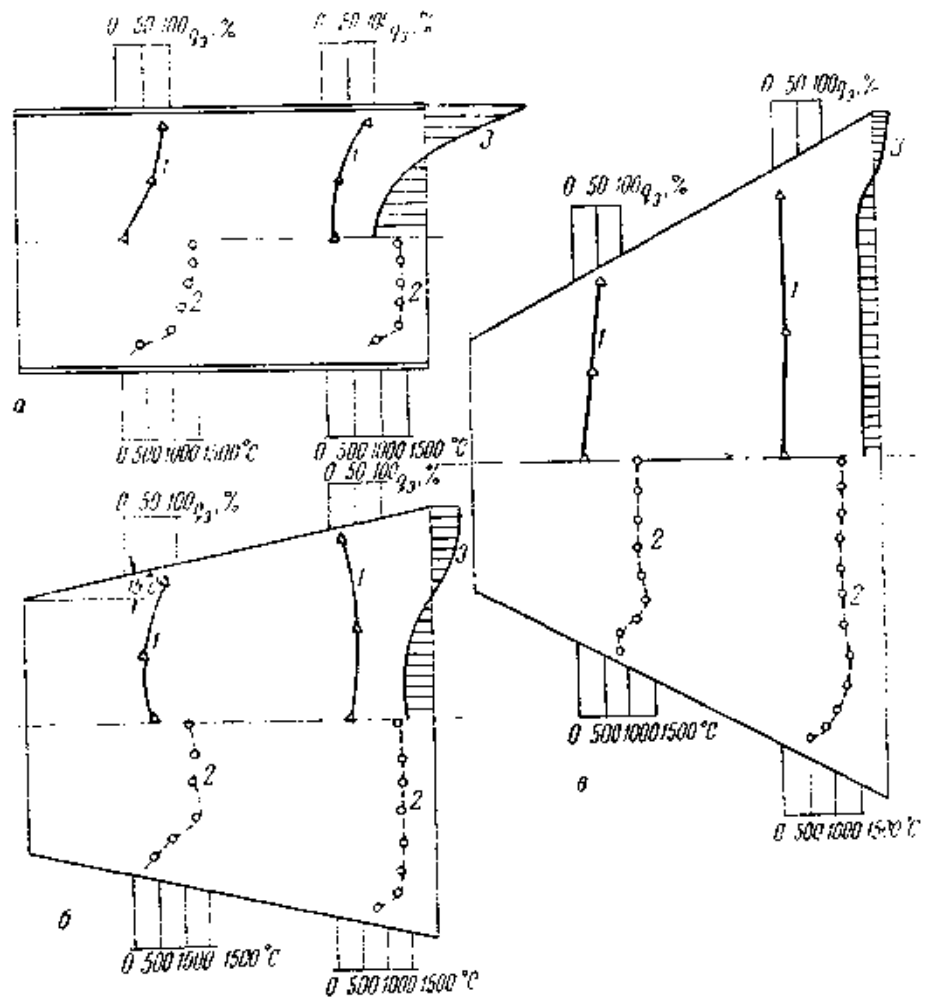
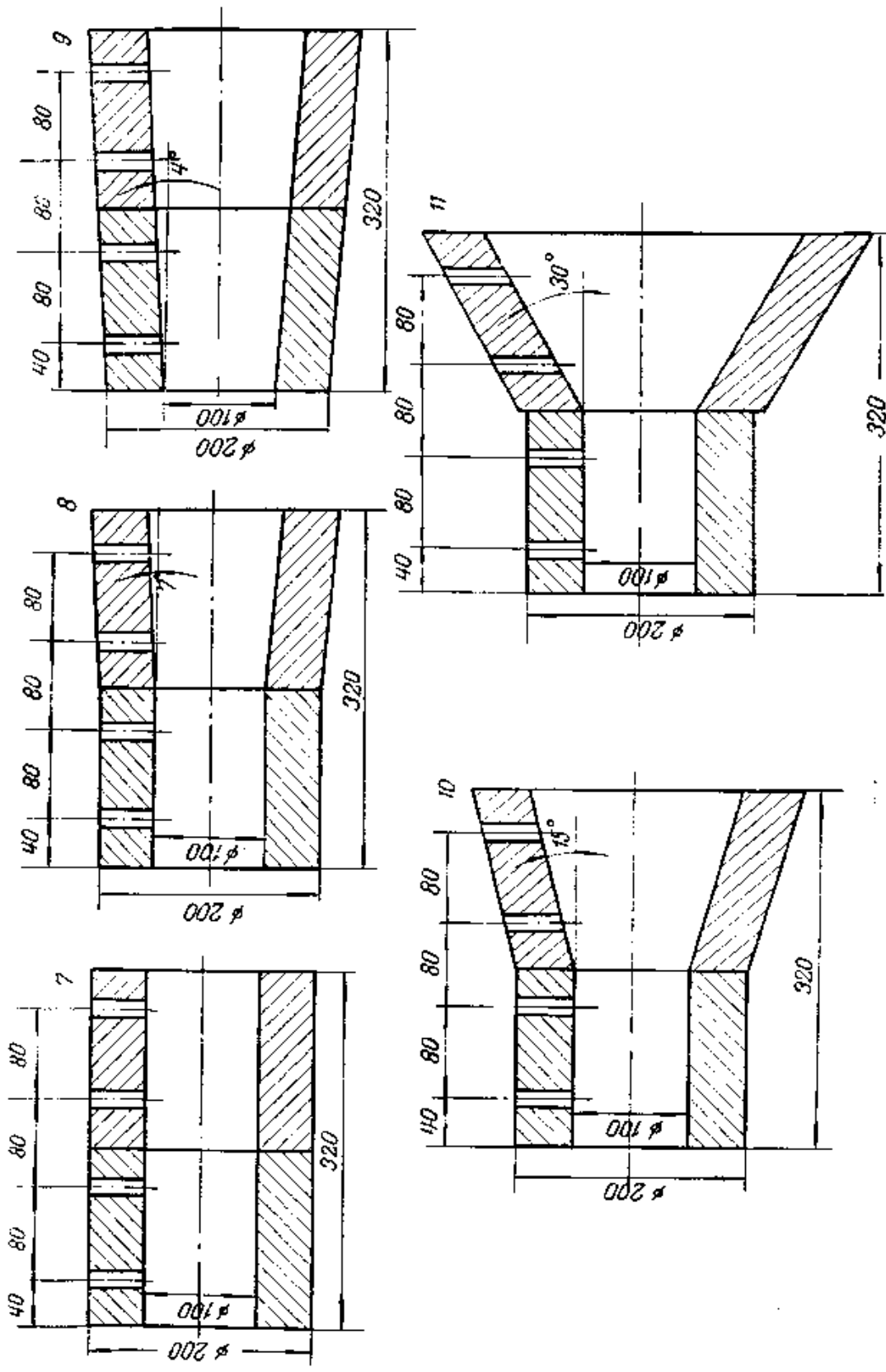


Рис. 7. Характеристики работы: а — цилиндрической амбразуры; б — конической амбразуры с углом раскрытия 30° ; в — конической с углом раскрытия 60° .

1 — потери тепла от химической неполноты сгорания, q_3 , %; 2 — температура продуктов сгорания, $^\circ\text{C}$; 3 — статическое давление.

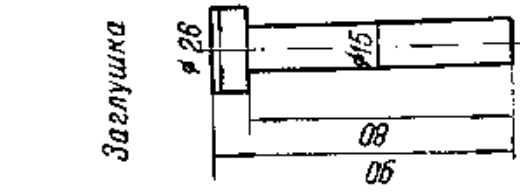
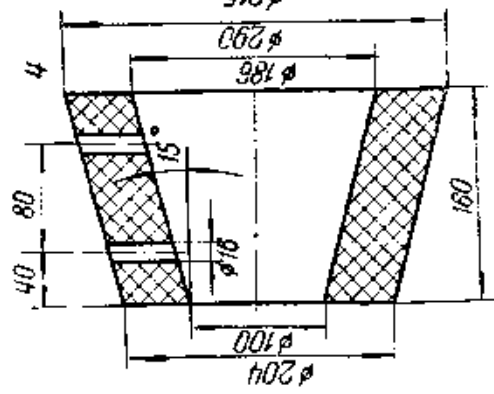
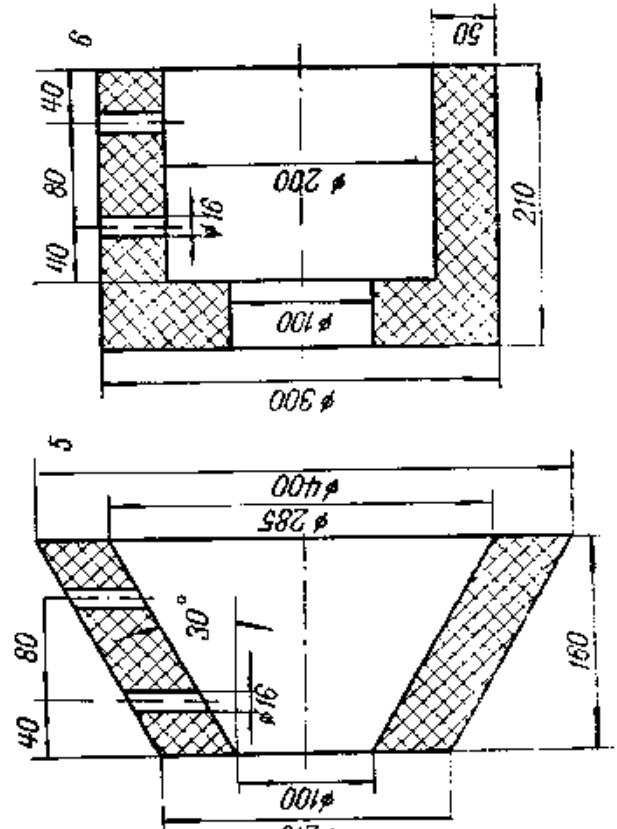
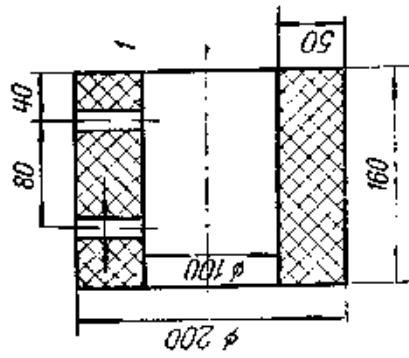
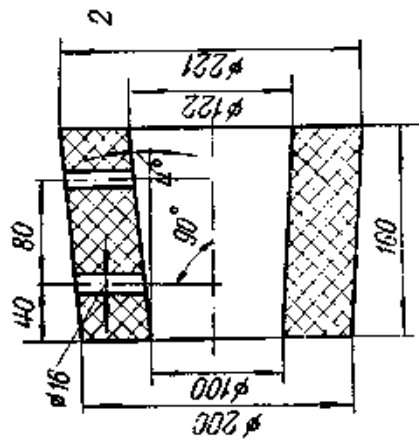
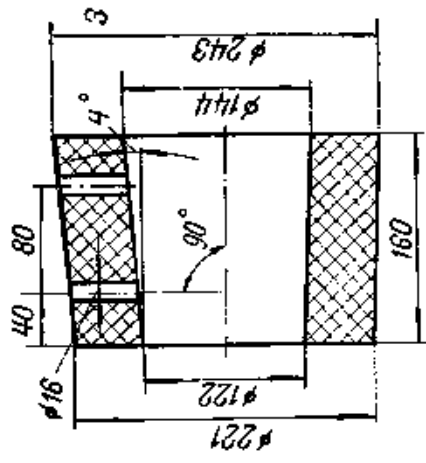
$30-60^\circ$. Эти амбразуры характеризуются хорошим выгоранием газа, сравнительно невысокими температурами стенок, меньшим шумом. Амбразуры с углом раскрытия 60° дают факел меньшей длины, чем амбразуры с углом раскрытия 30° , однако установка их на экранированной стенке котла требует большей разводки труб экранов.

Проведенные исследования позволяют рекомендовать следующую схему расчета турбулентных горелок:

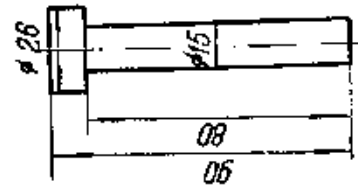


6

Рис. 6. Конструкции амбразуры, подвергавшиеся исследованию: а — схемы амбразур горелок длиной 160 мм, б — схемы амбразур горелок длиной 320 мм.



Заглушка



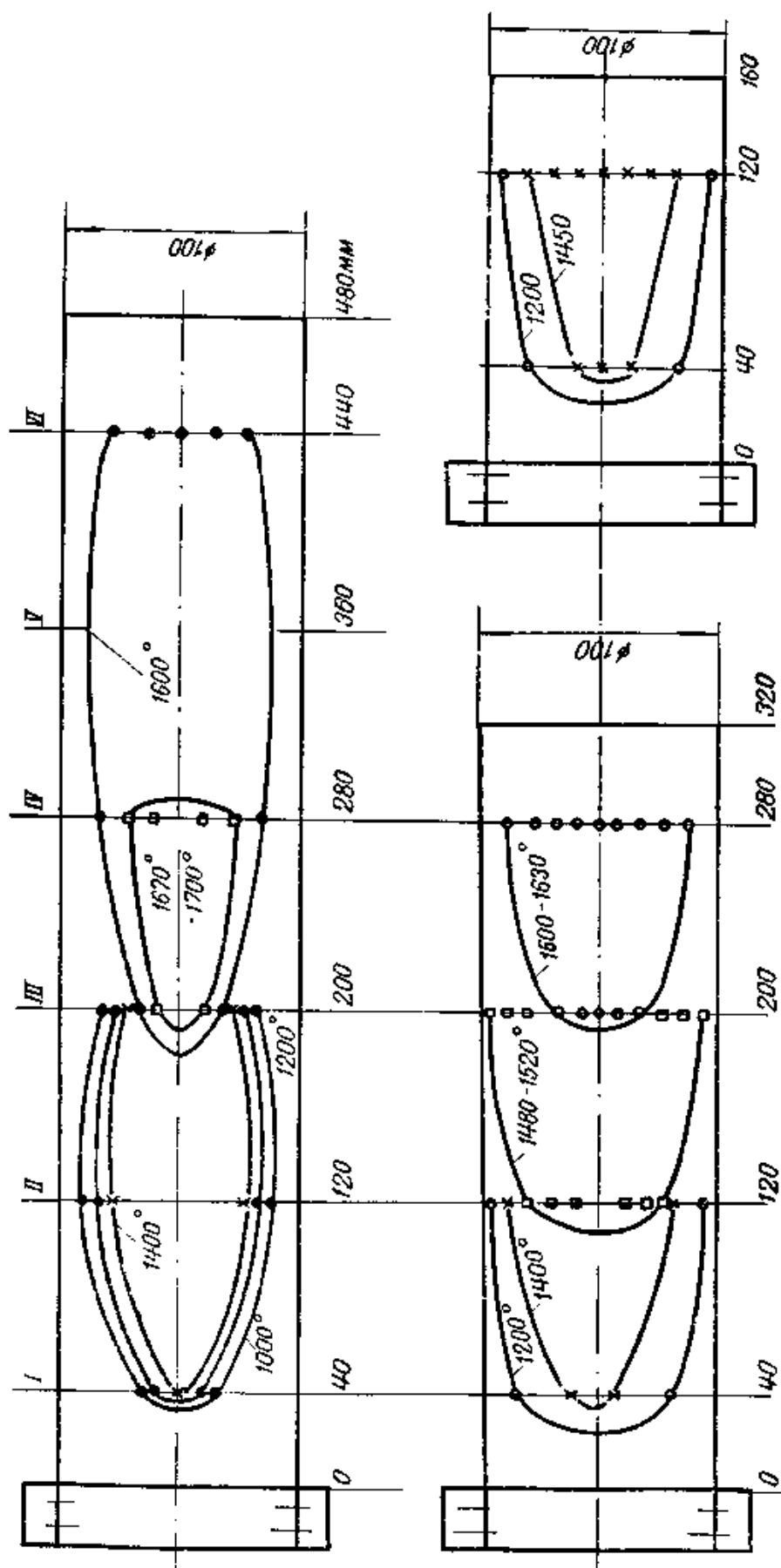


Рис. 8. Поля температур в цилиндрической амбразура турбулентной горелки при различной длине амбразуры.
 $(v_T = 15 \text{ м}^3/\text{с}, \alpha = 1,05; n = 1,8)$.

Выбор количества горелок.

При выборе количества горелок для данной точки должно быть учтено желаемое распределение температур в точке. Для изменения теплоотдачи в точке, регулирования температуры перегрева пара выгодно увеличить количество горелок и располагать их в точке на разной высоте. В тех случаях, когда это сложно осуществить, следует предусмотреть регулирование длины факела изменением степени крутки при помощи языкового шибера или подачей по оси цилиндрического канала горелки части воздуха, необходимого для горения.

Расход газа:

$$B = \frac{D(i_{п.п} - i_{п.в})}{\eta_k Q_H^n}, \quad (8)$$

где D — паропроизводительность котла, кг/ч;

$i_{п.п}$ — теплосодержание перегретого пара, ккал/кг·°С;

$i_{п.в}$ — теплосодержание питательной воды, ккал/кг·°С;

η_k — ориентировочный к. п. д. котла (может приниматься для котлов, не имеющих воздухоподогревателя и экономайзера, равным 0,80—0,86, а для котлов, имеющих воздухоподогреватель и экономайзер, — равным 0,86—0,92; для котлов производительностью свыше 50 т/ч пара, — 0,90—0,92);

Q_H — низшая теплота сгорания топлива, ккал/лм³;

n — количество горелок.

Расход воздуха при $\alpha = 1,05$:

$$V_B = \alpha L_m B, \quad (9)$$

для природного газа

$$V_B \approx 10B.$$

Задаются тепловым напряжением огневого сечения горелки $\frac{B \cdot Q_H}{f_{огн}}$ порядка 2500—4000 ккал/см²·ч и определяют площадь огневого сечения горелки $f_{огн}$.

Определяется диаметр цилиндрического канала горелки

$$d_0 = \sqrt{\frac{4f_{огн}}{\pi}}. \quad (10)$$

Задаются интенсивностью крутки [1, 2]. По табл. 2 определяется ориентировочная длина факела. Желательно, чтобы факел заканчивался на расстоянии не менее 1—1,5 м от поверхности нагрева. Если длина факела слишком велика, то интенсивность крутки надо увеличить или же изменить соответственно конструкцию амбразуры. По интенсивности крутки и данным на стр. 421

определяется площадь поперечного сечения цилиндрического канала горелки, в которой векторы скоростей положительны (рабочая площадь), и ширина рабочей зоны.

$$l = \frac{d_0 - d_1}{2}, \quad (11)$$

где d_1 — диаметр зоны обратных токов.

По данным углов подъема при простом тангенциальном и при улиточном подводе воздуха (стр. 421) определяется угол наклона воздушного потока, движущегося по спирали, $\beta_{\text{ср}}$.

Действительная средняя скорость воздушного потока ($W_{\text{в}}$), движущегося по спирали, с углом подъема спирали $\beta_{\text{ср}}$

$$W_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{3600 \cdot 0,785 (d_0^2 - d_1^2) \sin \beta_{\text{ср}}}. \quad (12)$$

Зная ширину рабочей зоны и среднюю действительную скорость закрученного воздушного потока, рассчитываем, используя работы Д. Н. Ляховского и С. Н. Сыркина [3], И. И. Чернобыльского и Г. М. Щеголева [4] и Ю. В. Иванова [5], необходимую дальнобойность газовых струй h и относительную дальнобойность:

$$H = \frac{h}{d_c} = K_s \frac{W_{\text{г}}}{W_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{г}}}{\gamma_{\text{в}}}}; \quad (13)$$

$$D_{\text{стр}} = 0,75 h, \quad (14)$$

где $D_{\text{стр}}$ — диаметр струй на расстоянии h от сопла;

K_s — коэффициент, учитывающий шаг отверстий: для $\frac{s}{d} = 5 \div 15$, $K_s = 1,6 \div 1,9$; $h + 0,5 D_{\text{стр}} = 1,375 h \approx \approx 3/4 l$,

откуда $h = 0,55 l$;

l — ширина рабочей зоны цилиндрического канала горелки;

$W_{\text{г}}$ — скорость газа, в уравнении (13) может быть определена по заданному давлению в газовых камерах. Обычное давление в газовых камерах выбирается в пределах $p_{\text{г}} = 400 \div 3000$ мм вод. ст.

Скорость газа

$$W_{\text{г}} = \varphi \sqrt{\frac{2g p_{\text{г}}}{\gamma_{\text{г}}}}, \quad (15)$$

где $W_{\text{г}}$ — скорость газа, м/сек;

φ — коэффициент скорости (для сверленных отверстий $\varphi = = 0,65 - 0,68$);

g — ускорение силы тяжести, м/сек²;

$p_{\text{г}}$ — давление газа, мм вод. ст.;

$\gamma_{\text{г}}$ — удельный вес газа, кг/м³.

Диаметр газовых сопел

$$d_c = \frac{h}{H}. \quad (16)$$

Диаметр сопел не рекомендуется принимать меньше 2 мм из-за возможности засорения.

Количество газовых сопел

$$n = \frac{B \cdot 10^6}{3000 \cdot W_r \cdot 0,785 d_c^2} = 353 \frac{B}{W_r d_c^2}, \quad (17)$$

где B — часовой расход газа горелки, $\text{м}^3/\text{ч}$;

W_r — скорость истечения газа из сопла, $\text{м}/\text{сек}$;

d_c — диаметр газовых сопел, мм .

Определяем шаг отверстий из условия, чтобы струи не сливались,

$$s \geq \frac{0,75 h}{\sin \beta_{cp}}, \quad (18)$$

где s — шаг между сопловыми газовыми отверстиями, мм ;

h — дальнобойность струи, мм ;

β_{cp} — средний угол подъема воздушного потока по спирали.

Количество газовых сопел в ряду

$$n_1 = \frac{\pi d_c}{s}. \quad (19)$$

Количество рядов газовых сопел

$$z = \frac{n}{n_1}. \quad (20)$$

При $z > 1$ диаметр отверстий в первом и последующих рядах могут быть различны. При этом диаметры сопел ряда, расположенного ближе к топке, должны приниматься меньшего размера.

Расстояние между рядами

$$S_1 = m \cdot \frac{s}{2} \operatorname{tg} \beta_{cp}, \quad (21)$$

где m — нечетное число — 1, 3, 5 и т. д.

Потери давления на закручивание воздушного потока

$$\Delta p_v = \xi \frac{\gamma_v W_1^2}{2g}, \quad (22)$$

где Δp — потери давления, мм вод. ст. ;

γ_v — удельный вес воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

W_1 — скорость воздушного потока в подводящем патрубке турбулентной горелки, $\text{м}/\text{сек}$;

g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$;

ξ — принимается по экспериментальным данным, приведенным в табл. 1, в зависимости от степени крутки и способа подвода воздуха.

Выводы

1. На размеры и характеристики факела горелки значительное влияние оказывает интенсивность крутки воздушного потока и конструкция амбразуры.

2. При расчетах горелок необходимо учитывать размеры зон обратных токов и направление потока воздуха после закручивателя.

3. Даны рекомендации по конструированию амбразур турбулентных горелок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д. Н. Ляховский. Аэродинамика закрученных струй и ее значение для факельного процесса сжигания, «Теория и практика сжигания газа», Гостехиздат, 1958.

2. Р. Б. Ахмедов. Интенсивность крутки воздушного потока в вихревых горелках, «Теплоэнергетика», № 6, 1962.

3. Д. Н. Ляховский и С. Н. Сыркин. Применение острого дутья в топках. Информ. письмо № 14. Машгиз, 1944.

4. И. И. Чернобыльский и Г. М. Щеголев. Экспериментальные исследования процесса смешения струй в поперечном потоке. Труды ИТЭ АН УССР, № 7, 1952.

5. Ю. В. Иванов. Рациональное сжигание природного газа, основанное на результатах расчета газогорелочных устройств. Техническая информация, № 21, ГНТИ ЭССР, 1958.