

Ю. В. Иванов

ОСНОВЫ РАСЧЕТА  
И ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК



Рекомендуется 1962

*Ю. В. ИВАНОВ*

# ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

[www.janko.front.ru](http://www.janko.front.ru)



**ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
НЕФТЯНОЙ И ГОРНО-ТОПЛИВНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

*Москва 1963*

## АННОТАЦИЯ

В книге дана классификация газовых горелок, описаны конструкции наиболее распространенных газовых и комбинированных горелок, применяемых в печах и котлах, и приведена современная, проверенная практикой методика их расчета на конкретных примерах. Методика расчета позволяет установить причины неудовлетворительной работы горелок и рассчитать горелку для работы без недожога при малых избытках воздуха.

Обобщены результаты промышленных и стендовых испытаний различных горелок, установлены конструктивные и режимные параметры, определяющие их работу. Приведены примеры и схемы расчетов различных конструкций газовых горелок.

Приводятся примеры проектов перевода на газ различных печей и котлов.

Книга рассчитана на проектировщиков, конструкторов и эксплуатационников, занимающихся наладкой и эксплуатацией печей и котлов, переведенных временно или постоянно на газовое топливо. Она может быть полезна студентам газовых и теплоэнергетических факультетов.



## ОТ АВТОРА

Книга, предлагаемая вниманию читателей, — первая попытка создания простого и в то же время научно обоснованного инженерного метода расчета газовых горелок с принудительной подачей воздуха. Все расчетные формулы просты, и их использование не вызывает затруднений.

Горелочные устройства с принудительной подачей воздуха получают все более широкое распространение в связи с интенсификацией работы печей, котлов и других тепловосжигающих установок. Однако до сих пор они еще не рассчитываются (имеется лишь гидравлический расчет их пропускной способности), а создаются на основе опыта и работа горелок зависит от удачи или неудачи проектианта.

Предлагаемый метод расчета закладывает основы проектирования горелок различной производительности, обеспечивающих сжигание газа без потерь от недожога при малых избытках воздуха. Он основан на использовании закономерностей процессов развития и перемешивания струй газа, протекающих в потоке воздуха в горелке и на выходе из нее, установленных в Институте энергетики АН Эстонской ССР.

Этот метод уже использован рядом проектных организаций и институтов при расчете и проектировании газогорелочных устройств для промышленных печей и котлов.

В Ленинградском филиале института Оргэнергострой под руководством К. М. Слоущера по этой методике были рассчитаны и спроектированы горелочные устройства для десятков котлов различных конструкций и производительности для тепловых станций систем Ленэнерго, Литовэнерго, Латэнерго и др. В Харьковском филиале ЦКБ Главэнергостроймеханизации под руководством А. Ф. Боева также выполнено несколько десятков проектов по переводу паровых котлов промышленных предприятий и тепловых станций. Научные сотрудники Харьковского политехнического института совместно с Харьковэнерго и эксплуатационным персоналом станций использовали метод расчета горелок для котлов большой производительности в системе Харьковэнерго и добились хороших эксплуатационных показателей их работы. В Ленинграде в институте ВНИИТ

методика успешно использовалась М. М. Эфросом при переводе промышленных печей с мазутного отопления на газовое.

Во всех случаях длительная работа горелочных устройств в эксплуатационных условиях подтвердила надежность методики расчета. Потери тепла от химической неполноты сгорания газа не обнаруживались анализом газов на хроматографе, а в отдельных случаях при малых избытках воздуха на всех нагрузках не превышали 0,2%.

Автор считает, что разработанная методика расчета нуждается в дальнейшем совершенствовании, и поэтому продолжает над ней работать. Возможно, что некоторые читатели не согласятся с предлагаемой трактовкой тех или иных ее положений. Такое положение автор считает закономерным и заранее благодарен за все ценные замечания и пожелания. Вместе с тем он ожидает критики действительной, которая не только отрицала бы отдельные его предложения, но и приводила взамен другие, более совершенные.

В заключение автор считает своим приятным долгом выразить благодарность сотрудникам Института энергетики АН ЭССР Р. А. Пывату, Ф. А. Фришману и В. К. Зинченко за просмотр рукописи и проверку отдельных примеров расчета газовых горелок.

*Ю. Иванов*

*Доктор техн. наук*

\*\*\*\*\*

## ВВЕДЕНИЕ

В Программе, принятой XXII съездом КПСС, намечены основные направления создания материально-технической базы коммунизма.

В перспективном плане большое внимание уделяется и топливной промышленности. Производство всех видов топлива за 20 лет возрастет примерно в 4 раза, а добыча газа в 14—15 раз. Если в 1960 г. было добыто и произведено 47, а в 1961 г. — 60,9 млрд. м<sup>3</sup> газа, то в 1970 г. намечается добыть и произвести 310—325, а в 1980 г. — 680—720 млрд. м<sup>3</sup>.

В связи с тем, что подавляющее количество этого газообразного топлива будет сжигаться в различных теплотехнических установках, возникает задача огромной важности: экономить не только проценты, а даже доли процента сжигаемого газа. Так, для примера можно указать, что уже в 1962 г. один процент экономии газа составляет почти миллиард кубометров высококалорийного ценного топлива.

Экономичное сжигание газа требует совершенствования газовых горелок всех конструкций, но в первую очередь наиболее распространенных типов высокопроизводительных горелок с принудительной подачей воздуха. Однако роль и значение горелочных устройств этим не ограничиваются. Опыт эксплуатации современных котельных установок высоких параметров в нашей стране и за рубежом убедительно показал, что от работы горелок зависят срок и надежность работы котлоагрегатов. Особенно остро недостатки горелочных устройств проявились на современных котлах большой мощности с повышенным давлением и высокой температурой перегрева пара.

В последнее время с предприятий, эксплуатирующих тонкие и жесткие шлакоудаленные за рубежом, все чаще поступают сведения о выходе их из строя вследствие наружной коррозии труб. Анализ причин наружной коррозии труб на 35 котлах привел специалистов к выводу, что в большинстве случаев она является следствием неправильного ведения топочного процесса [115]. Связано это с тем, что в топочных газах, которые касаются стенок труб, смешивается атмосфера с восстановительной на окислительную и наоборот.

Существующие горелочные устройства, сконструированные не по расчету, а на основе практического опыта, в большинстве случаев

и характеризуются неоднородностью среды в факеле: области избытка воздуха чередуются с зонами горения при его недостатке. Это приводит к потерям тепла от недожога даже при повышенных избытках воздуха в камере горения. Устранение отрицательных явлений связано с необходимостью уделять больше внимания изучению процессов, протекающих в различных горелках, с тем, чтобы создать научнообоснованную инженерную методику расчета и конструирования горелочных устройств. Тогда можно будет по расчету конструировать горелочные устройства, обладающие на всех режимах равномерным распределением газа в воздухе. Это приведет к довольно равномерному составу атмосферы в факеле и позволит полностью сжигать газ при меньших избытках воздуха.

В книге сделана первая попытка разработки основ расчета и проектирования газовых горелок с принудительной подачей воздуха, исходя из общих принципов конструирования газогорелочных устройств для газообразного, жидкого и пылевидного топлива.

Практика эксплуатации на ряде промышленных установок горелочных устройств, рассчитанных и спроектированных по разработанной в Институте энергетики АН ЭССР методике расчета, подтвердила правильность выдвинутых в ней положений.



## Глава 1

### ГОРЕНИЕ ГАЗОВ

#### ОБЛАСТИ ГОРЕНИЯ ГАЗА

Природный газ — наиболее дешевый вид топлива, себестоимость его в СССР ниже себестоимости угля и нефти.

Чем дешевле обходится добыча горючего, чем выше его температура горения, обеспечивающая возможность использования при высоких теплотехнических показателях, и чем меньше оно содержит балласта и вредных примесей, тем эффективнее использование его в народном хозяйстве.

Теплотехнические характеристики газообразного топлива определяются количеством и составом горючих и негорючих компонентов (балластом) и вредных примесей.

Как правило, газообразное топливо подается к потребителям предварительно очищенное от примесей, которых содержится очень мало, за исключением водяных паров.

Организация топочных процессов состоит в том, чтобы предельно использовать теплоту сгорания газа и получить наибольшее тепловыделение в топке. На процесс горения газа в факеле пламени, особенно на полноту его сжигания, влияют внутренние и внешние условия.

Внутренние условия определяются соотношением количества и скорости газа и воздуха, процессами их смешения в горелке и в факеле, начальными температурами обоих компонентов (температурой смеси) и исходным составом газа; внешние — условиями зажигания (подводом тепла к корню факела), габаритами камеры горения, главным образом в направлении пути факела пламени, и температурой в камере горения.

Если внутренние условия для завершения полноты сжигания газа обеспечены, а факел пламени в камере горения касается холодных поверхностей, то они покрываются налетом, представляющим собой несгоревший углерод. При соприкосновении с холодными поверхностями пламя настолько охлаждается, что для протекания полной реакции соединения топлива с окислителем температура становится недостаточной.

Температура факела пламени может снизиться за счет увеличенного теплообмена в камере горения между факелом пламени и охлаждающими поверхностями, и для завершения полной реакции горения может не хватить времени пребывания газов в камере, и в этом случае неизбежны потери тепла от химической неполноты сгорания.

Внутренние условия, влияющие на горение, являются основными для организации и завершения процесса горения газа. Степень совершенства горения устанавливается анализом продуктов сгорания. Так, при полном сжигании в продуктах сгорания горючие составляющие не обнаруживаются, а при неполном сжигании содержится окись углерода и другие составляющие исходного горючего газа.

При горении с теоретически необходимым количеством воздуха ( $\alpha_T = 1$ ) образующиеся продукты сгорания называются нейтральными.

При горении с недостаточным количеством воздуха ( $\alpha_T < 1$ ) получается восстановительная атмосфера, в которой продукты сгорания обладают способностью восстанавливать окись углерода. Например, для того чтобы углеродистая сталь не окислялась при нагреве до температур ковки или проката, природный газ нужно сжигать при  $\alpha$ , равном 0,56—0,53.

При горении с избытком воздуха ( $\alpha_T > 1$ ) получается окислительная атмосфера, в которой продукты сгорания способны окислять нагреваемый металл.

Удельное тепловыделение достигает своего предела при полном сгорании и значении коэффициента избытка воздуха, равном единице. Как при меньшем, так и при большем его значении уменьшается выделение тепла.

На практике процесс горения газообразного топлива происходит в устройствах поточного типа (топки котлов, печи, различные камеры горения и т. д.), отличающихся весьма сложными аэродинамическими условиями в очаге горения. Даже при высоких температурах и концентрациях, которые обычно обеспечиваются в таких устройствах, при достаточной активности составляющих горючей смеси химическая реакция начинает протекать со столь значительной скоростью, что тормозящими процессами являются процессы смесеобразования. Поэтому процессы смесеобразования при горении газа начинают отставать по скорости протекания от химической реакции горения.

При высокой скорости химической реакции, которая практически всегда обеспечена в установке при температуре более 1000° С, скорость горения практически равна скорости смесеобразования.

В общем случае полное время сгорания  $\tau_c$  складывается из трех частей: времени, необходимого для возникновения физического контакта между окислителем и горючим,  $\tau_\phi$ , времени нагрева горючей смеси до температуры воспламенения  $\tau_B$  и времени протекания самой химической реакции  $\tau_x$ :

$$\tau_c = \tau_\phi + \tau_B + \tau_x.$$

В случае газообразного состояния обоих реагентов  $\tau_\phi$  называется временем смесеобразования.

Если время смесеобразования несоизмеримо больше времени, необходимого для прогрева и протекания химической реакции, т. е.  $\tau_\phi \gg \tau_x$  и  $\tau_\phi \gg \tau_B$ , то практически  $\tau_c \approx \tau_\phi$ . Это означает, что процесс протекает в диффузионной области. Примером такого процесса является горение газообразного топлива, вводимого в топку не перемешанным с газообразным окислителем. Обычно при смесях с большим удельным тепловыделением (к которым вполне можно отнести природные газы) в топочной камере удается поддерживать достаточно высокую температуру процесса и химическая реакция протекает практически мгновенно.

Если время смесеобразования и время на прогрев смеси, наоборот, оказываются несоизмеримо меньшими времени, необходимого для протекания химической реакции, т. е.  $\tau_\phi + \tau_B \ll \tau_x$ , то практически  $\tau_c \approx \tau_x$ . Это означает, что процесс протекает в кинетической области. Примером такого процесса является введение в топку заранее приготовленной гомогенной горючей смеси (смеси газообразного топлива с газообразным окислителем) при температуре, близкой к температуре воспламенения.

Следовательно, организация процессов сжигания топлива в воздушном потоке может основываться на двух различных принципах: кинетическом и диффузионном.

В случае применения кинетического принципа предварительно создается однородная (гомогенная) смесь топливо + воздух, которая и вводится в готовом виде в топочное устройство.

Отличительной особенностью приготовленной таким способом горючей смеси являются однородность и постоянство всех ее основных характеристик. Горение протекает в однородной среде при постоянном избытке воздуха ( $\alpha_T = \text{const}$ ) с постоянной теплопроизводительностью ( $Q = \text{const}$ ).

В этих условиях процесс горения в своей начальной стадии перестает зависеть от факторов диффузионного порядка и по крайней мере в первичной стадии имеет чисто кинетический характер.

В стационарных процессах прием предварительного образования однородной горючей смеси получил широкое распространение при сжигании газа в печах и котлах небольшой производительности. Горелочные устройства, в которых происходит сжигание таких газоздушных смесей, носят название горелок предварительного смешения или беспламенных; последний термин нельзя считать удачным.

В случае применения диффузионного принципа сжигания создают такие условия для протекания процесса, при которых смесь сгорает медленно по мере ее возникновения, т. е. при соприкосновении топлива и окислителя в соответствующих количественных соотношениях.

Поскольку при высоких температурах развиваемого очага горения скорость химической реакции значительно больше скорости

смесеобразования, то фактическая скорость сгорания топлива равна скорости смесеобразования. Такой метод сжигания топлива получил широкое распространение при сжигании газа в котлах.

Интенсивность смесеобразования регулирует процесс сжигания газа в диффузионной области. Эта регулировка может быть подразделена на установочную и эксплуатационную. Первая обеспечивается расчетом конструктивных параметров горелки. Она зависит от углов встречи потоков, отношения скоростей газа и воздуха, соотношения размеров этих потоков и т. п.

В этом случае горелка прежде всего играет роль смесеобразователя заданной интенсивности. При выбранных конструктивных элементах горелки интенсивность смесеобразования может изменяться лишь в очень узких пределах за счет изменения соотношений между подаваемым в горелку количеством газа и воздуха. Такого рода горелки конструктивно просты. Они широко распространены при сжигании газа в топках под паровыми котлами разных производительностей. Малая возможность регулировки режимными мероприятиями приводит к настоятельной необходимости разработать методику расчета таких горелок. Расчет горелки любой производительности в каждом конкретном случае должен обеспечить полноту сжигания газа при минимальных избытках воздуха. Если первоначальный расчет неверен или горелка, изготовленная без расчета, не обеспечивает нужную степень перемешивания газа с воздухом, то без конструктивных изменений горелки наладить ее работу режимными мероприятиями обычно не удается даже при больших избытках воздуха.

Эти горелки могут быть снабжены и устройствами для эксплуатационной регулировки, позволяющей менять на ходу направления потоков топлива и воздуха и даже их размеры, что существенно расширяет в таких горелках пределы регулирования процессов смесеобразования.

Кроме рассмотренных выше двух принципов сжигания газа — кинетического и диффузионного, существует еще смешанный принцип сжигания. Горелки, работающие по смешанному принципу (где газ смешивается лишь с частью воздуха), широко распространены в промышленной топочно-печной технике. Изменяя состав смеси, выдаваемой горелкой, можно переходить от чисто кинетического горения ( $\alpha' \gg 1$ ) к чисто диффузионному ( $\alpha' = 0$ ), проходя все промежуточные этапы между ними. Такой прием также может служить добавочным принципом регулировки, так как изменение соотношений между первичным и вторичным воздухом непосредственно воздействует на форму и рабочий объем факела пламени. С этим тесно связаны светимость и устойчивость факела.

Светимость газового факела. В рассматриваемых горелках характер газового факела определяется основной ролью горелки как смесеобразователя заданной интенсивности. При частичном предварительном перемешивании газа с воздухом в горелке горение факела происходит не по внешней пламенной

оболочке. По теории Франк-Каменецкого [149] горение с помощью микродиффузии происходит по всему сечению факела с примерно равной интенсивностью (по мере образования горючей смеси) на поверхности раздробленных газовых частиц, окруженных воздухом.

Если сравнить обычные для топочной техники тепловые напряжения объема камеры с теми тепловыми напряжениями, которые развиваются в зоне реакции при распространении пламени в газозвушной смеси, то окажется, что эти величины совершенно несоизмеримы.

Нормальное тепловое напряжение рабочего объема в промышленных топках при сжигании газа составляет обычно в зависимости от применяемого газа, условий сгорания, производительности установки и т. п. 100—500 тыс.  $\text{ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$  и редко превосходит 1 млн.  $\text{ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ , в то время как теоретически достижимые тепловые напряжения составляют несколько миллиардов  $\text{ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$  [149].

Следовательно, если разделить весь объем факела на бесконечно большое число элементарных объемов, то в каждом из них в данный момент газ находится в определенной стадии развития процесса. Собственно реакцией горения охвачено лишь небольшое число элементов, в остальных объемах протекают другие подготовительные процессы. Кроме того, большое число элементов будет занято либо чистым газом, либо чистым воздухом, либо чистыми продуктами сгорания или продуктами сгорания, смешанными с какими-нибудь из этих веществ.

Характерным для факельного процесса является, что элементарные объемы газа, попавшие в наиболее неблагоприятные условия, и определяют в конечном итоге длину факела и необходимые для полного выгорания газа габариты топки. Совершенство процессов перемешивания не только в горелке, но и в факеле определяет допустимую величину теплового напряжения, вид и характер факела горения. При некоторых условиях недостаточного смешения в горелке и в факеле может создаться такое положение, когда процесс нагрева горючего газа идет параллельно с процессом его смешения с воздухом, а иногда и опережает процесс смешения. При этом оказывается, что огневой процесс развивается различно в зависимости от того, каково отношение горючего газа к нагреву без доступа воздуха. По этому признаку горючие газы можно разделить на две группы — теплоустойчивые и теплонеустойчивые. Первые не претерпевают каких-либо химических изменений при нагревании в широком диапазоне температур. К таким газам относятся, например, водород и окись углерода, которые сохраняют свою молекулярную структуру до температуры  $\sim 2500\text{—}3000^\circ\text{C}$  и лишь при этих температурах начинают распадаться соответственно на атомарный водород, углерод и кислород.

Теплонеустойчивые газы легко разлагаются при сравнительно небольшом нагревании без доступа воздуха. К таким газам принадлежат все легкие углеводороды и в первую очередь их наиболее характерный представитель — метан. По имеющимся данным метан

начинает разлагаться уже при температуре около 300° С. При температурах порядка 900° С метан без доступа воздуха практически разлагается на атомарный углерод и водород.

Все природные газы СССР относятся к группе теплоустойчивых газов. Поэтому при сжигании природных газов в условиях, когда они проходят период нагрева без доступа воздуха (например, в условиях недостаточного перемешивания), горючий газ подвергается пиролизу и другим превращениям. В результате этого появляются мельчайшие частицы твердого вещества, образующиеся путем агломерации атомарного углерода (в виде сажи). Размеры частиц очень малы приблизительно 0,3 м. Количество же их огромно, и, раскаляясь, они сообщают факелу ослепительно яркий желтый цвет, характерный для углеводородных газообразных топлив. Создание такого светящегося факела при высокой температуре, например в печах, позволяет в ряде случаев организовать интенсивный теплообмен излучением. Целесообразность применения светящегося или несветящегося факела пламени должна рассматриваться в зависимости от конкретных условий данного теплового агрегата. Предварительное и тщательное смешение любого газа с воздухом в горелке приводит к несветящемуся пламени, что характерно для горелок предварительного смешения.

Если перенести процесс перемешивания в рабочее пространство котла или печи и там осуществить сжигание, то в условиях недостаточного перемешивания будут происходить прогрев газа и его разложение с выделением сажистого углерода и пламя будет характеризоваться также видимым лучеиспусканием. Сжигание газа с растянутым перемешиванием в факеле пламени обеспечивает более равномерное распределение температуры, например по длине печи, а следовательно, и более равномерный нагрев материала.

Если же горючий газ относится к категории теплоустойчивых, например доменный газ, то предварительный его нагрев без доступа воздуха никак не сказывается на характере факела, определяющемся в условиях топki в основном процессом смешения горючего с окислителем.

**Устойчивость (стабилизация) фронта воспламенения.** Каждая горелка в заданных пределах изменения производительности должна обеспечить стабилизацию фронта воспламенения. Вопрос стабилизации факела горения подробно рассматривается в работах Г. Ф. Кнорре [70, 71]. Факел считается устойчивым, если при установившемся режиме подачи горючего газа он стабилизируется вблизи устья и не меняет своего среднего положения в пространстве. Это состояние факела является результатом взаимодействия скорости распространения пламени и противодействующей ей скорости потока газозвдушной смеси, выходящей из устья. Пока последняя превышает скорость распространения пламени, явления втягивания пламени в горелку или так называемого явления «обратного удара» не происходит. При слишком большой скорости выхода из горелки газозвдушная смесь не успе-

вает в достаточной мере прогреться за счет рециркуляции из топki продуктов сгорания к корню факела и произойдет отрыв факела, сопровождающийся потуханием пламени.

Вопросы устойчивости пламени очень важны в топочной технике, в особенности при высокофорсированной работе горелочных устройств. В работах Л. Н. Хитрина по стабилизации пламени [150] обосновано, что устойчивой частью конусообразного фронта горения в горелках кинетического типа на предварительно перемешанной смеси является его периферийная часть, прилегающая к горелке. В ней конус загибается с разворачиванием краев на плоскость, и здесь соблюдается условие равенства нормальной скорости распространения пламени скорости движения смеси:  $v_{\text{н}} = v_{\text{с}}$ .

В газовых горелках и внутренняя поверхность разомкнутого факела, прилегающая к краям горелки, является устойчивой частью фронта горения. Периферийная и внутренняя поверхности факела играют роль постоянных зажигательных поясов для всего фронта пламени, без которых остальная часть фронта будет снесена потоком газа, что, как указывалось, приводит к потуханию пламени.

#### ОСНОВЫ РАЦИОНАЛЬНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ СЖИГАНИЯ ГАЗОВ

При протекании реакции в камерах с высокими температурами и концентрациями реагирующих веществ, как отмечалось выше, процесс сжигания начинает тормозиться более медленными его физическими стадиями, которые влияют на условия протекания вызвавшего их химического процесса. Поэтому явление горения представляет собой процесс более сложный, чем чисто химический процесс, и в большинстве технически интересных случаев оно определяется физическими или точнее физико-химическими процессами.

Процессы, протекающие в реальных теплотехнических агрегатах, в своих деталях сравнительно сложны, разнообразны, поэтому на пути достижения высоких показателей, например, топочных устройств имеется много препятствий, в основном из-за трудности сжигания твердого и жидкого топлив. На специальных газовых котлах уже сейчас имеется вполне реальная возможность осуществить сжигание газа без потерь тепла от химической неполноты сгорания в топках с теплонапряженным объемом на порядок выше, чем в существующих топках котельных установок.

Скорость горения газа весьма велика в результате того, что газообразное топливо допускает наиболее совершенное — молекулярное перемешивание с окислителем. Химические реакции горения обладают цепным характером и при благоприятных условиях (высокие температуры и концентрации) скорости их достигают очень высоких значений. Газообразное топливо отличается тем преимуществом, что скорость его сгорания (например, в топках котлов и высокотемпературных печах при температуре выше 1000° С) можно считать практически неограниченной.



Воспламенение горючей смеси при существующих и даже повышенных теплонапряжениях и форсировках в большинстве промышленных установок — задача вполне выполнимая. Как правило, это достигается применением ряда технических приемов, сводящихся к подводу раскаленных продуктов сгорания к коню факела.

В заданных пределах изменения производительности каждое горелочное устройство должно обеспечить устойчивое зажигание и стабилизацию фронта воспламенения в факеле пламени.

В круглых, так называемых турбулентных горелках с закрученным потоком периферийная и внутренняя части разомкнутого факела (в сечении устья) обеспечивают устойчивость фронта горения. В горелках любой формы с прямоточным (незакрученным) движением потока (щелевидных, прямоугольных, круглых и др.) поджигание факела происходит с периферии благодаря вихреобразованию вокруг устья, вызванному вытекающей из него газовойдушной смесью. Можно отметить, что воспламенение газа происходит в широких пределах изменения коэффициента избытка воздуха. Для природного газа воспламенение происходит в смеси с воздухом при изменении коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  от 0,62 до 1,93. Обеспечить концентрацию горючей смеси с содержанием воздуха в этих пределах для природного газа не представляет особых затруднений. Поэтому воспламенение горючей смеси в топочно-печной технике не лимитирует процесса сжигания газа.

Смесобразование — процесс перемешивания горючего с окислителем до образования горючей смеси — наименее изученный процесс; он определяет характер протекания горения, длину, форму и излучательную способность факела и, самое главное, полноту сжигания газа в камере горения.

Недостаточная изученность процессов перемешивания горючего с окислителем объясняется не тем, что этим явлениям уделялось мало внимания, а в основном их сложностью. Как правило, в горелках, топках и печах процесс перемешивания газа и окислителя происходит при сложном взаимодействии потоков разных размеров, движущихся с различными скоростями под разными углами атаки и различающихся между собой по температурам, удельным весам и количествам (от 1 : 1 до 20 : 1). Это показывает, что количественная оценка процесса перемешивания — задача нелегкая.

Наиболее наглядно влияние процесса перемешивания на процесс горения проявляется при раздельном вводе (предварительно неперемешанных) топлива и окислителя в камеру. Такой способ подачи используется, например, в тех случаях, когда воздух или горючий газ или тот и другой подогреваются до температуры воспламенения. В этих условиях предварительное смешение их невозможно, поскольку это привело бы к преждевременному воспламенению смеси еще до поступления ее в камеру. Это диктует свои условия организации горелочного устройства и приводит к значительно более длинному факелу пламени, чем пламя предварительно приготовленной горючей смеси.

Основная задача конструирования рациональных газогорелочных устройств для промышленных установок, помимо осуществления полного сжигания газа, в особенности применительно к печной практике, сводится к обеспечению возможности регулировать качество смешения и соответственно с этим изменять длину, форму и излучающую способность факела. В некоторых печах с режимом обогрева в неокислительной среде ставится еще ряд дополнительных условий.

Существенное значение имеет поэтому изучение влияния различных факторов на перемешивание газа с воздухом. Такие исследования проводились в разных странах в основном не на промышленных установках, а на их уменьшенных моделях. Моделирование (исследования на уменьшенных моделях), основанное на теории подобия, с начала 30-х годов и по настоящее время — наиболее распространенный метод научного исследования и обобщения экспериментальных данных. Метод моделирования, разработанный в нашей стране М. В. Кирпичевым, М. А. Михеевым, А. А. Гухманом и др., не только позволяет быстрее и дешевле получить результат, но, что очень важно, дает возможность в эксперименте проверять влияние каждого параметра в отдельности, что на натурной установке, как правило, осуществить трудно.

В последующие годы с помощью этого метода большие исследования были проведены в различных институтах страны: ЦКТИ, ВТИ, Стальпроекте, ЭНИНЕ, ВНИИМТ и на кафедрах ряда вузов, а также и за рубежом. Они способствовали разработке и созданию рациональных типов теплотехнических установок, в том числе газогорелочных устройств, и выявили факторы, влияющие на перемешивание.

Можно считать, что интенсификация процессов перемешивания в газовых горелках производится двумя путями: дроблением потоков большого размера на более мелкие (переход к струям) и повышением масштаба и интенсивности турбулентности потоков (переход к закрученным потокам).

Как известно из исследований процессов перемешивания, по мере возрастания интенсивности процесса смешения струи можно расположить в следующей последовательности:

струя в спутном потоке (угол между струей и потоком равен  $0^\circ$ );  
струя в поперечном потоке (угол между струей и потоком равен  $90^\circ$ );

струя во встречном потоке (угол между струей и потоком равен  $180^\circ$ ).

Когда имеется одна струя газа, да к тому же развивающаяся в спутном потоке, как, например, в инжекционных горелках, то естественно, что смеситель получается большого размера в осевом направлении (в направлении пути перемешивания). Теплопроизводительность единичной горелки, организованной на таком принципе, не может быть большой в приемлемых габаритах (недостаточная интенсивность смешения).

В этом случае для повышения теплопроизводительности горелки или сокращения ее габаритов при той же производительности используется принцип дробления потоков, т. е. переход от одной струи большего размера к системе из нескольких параллельных струй. Это применяется при создании многосопловых инжекционных горелок. В них газ раздроблен на несколько струй круглой или плоской формы.

Для конструирования более мощных горелочных устройств в них применяются газовые струи, развивающиеся в поперечном или встречном потоке воздуха. На этом принципе работают широко распространенные горелочные устройства, но уже с принудительной подачей воздуха. Можно утверждать, что горелки большой единичной мощности должны быть организованы на таком принципе перемешивания струй.

Еще более интенсифицированным процессом перемешивания обладают горелочные устройства, в которых не только поток газа, но и поток воздуха раздроблен на струи. В частности, такие горелочные устройства, основанные на перемешивании большого числа пересекающихся струй газа и воздуха, исследовались под руководством В. А. Христинича в Киевском политехническом институте. Опыты показали, что такой процесс действительно характеризуется повышенной интенсивностью смешения, значительной устойчивостью горения при широких пределах изменения коэффициента избытка воздуха. Такие горелочные устройства имеют особо благоприятные условия для использования в высокоинтенсифицированных камерах горения газовых турбин, работающих со значительными форсировками и теплонапряжениями объема камеры.

Рассмотрим второе направление интенсификации процесса смешения — повышение масштаба и интенсивности турбулентности потоков.

Большинство горелок, установленных в промышленных тепло-технических агрегатах, работает при развитом турбулентном режиме. Однако в горелках с прямоточным (незакрученным) потоком интенсивность турбулентного смешения ниже, чем в горелках с закрученным потоком воздуха. В последних при прочих равных условиях перемешивание в горелке и в факеле заканчивается на более коротком пути.

Используя при конструировании газогорелочных устройств отмеченные выше способы интенсификации перемешивания, необходимо учитывать следующее.

Повышение интенсивности смесеобразования, в особенности при создании малогабаритных горелок большой мощности, обычно связано с повышенными затратами энергии на преодоление сопротивления ее трактов. Поэтому при проектировании газовых горелок в первую очередь необходимо рассмотреть, каким требованиям должно удовлетворять горелочное устройство (глава 8). При повышенном смесеобразовании, регулировке в большом интервале изменения нагрузок и большой теплопроизводительности рационально

конструировать горелки с малым гидравлическим сопротивлением воздушного тракта. Наиболее целесообразно использовать энергию компонента, подводимого к потребителю под давлением; чаще всего это бывает газ. Тогда нет смысла дробить на струи воздушный поток и затрачивать на это дополнительную энергию. Поэтому обычно дробят на струи только газ.

Рассмотрим возможность создания горелки с подачей воздуха за счет эжекции струи. Если при этом длина смесителя горелки получается большой или не удовлетворяются условия регулирования, то необходимо перейти к созданию горелки меньших размеров с принудительной подачей воздуха.

Чем больше единичная мощность горелки и чем меньше путь для факела пламени в камере горения, тем большим арсеналом средств по интенсификации процессов смешения придется пользоваться при разработке горелочного устройства. Поэтому необходимо внести ясность в вопрос использования в горелках прямоточного или закрученного потока воздуха.

При конструировании газовых горелок для теплотехнических установок (топок и печей) при обычных и даже повышенных теплонапряжениях условия смесеобразования не вызывают необходимости закручивать поток воздуха. К сожалению, в большой группе так называемых комбинированных горелок смешение газа приходится вынужденно производить с закрученным воздушным потоком, который обычно необходим для удовлетворительного сжигания основного топлива — твердого или жидкого. Это приводит к повышенным потерям напора и необходимости применения ряда мер по защите горелки от раскаленных топочных газов.

В газомазутных горелках, как правило, воздушный поток закручен, а в пылегазовых — только в горелках круглой формы с тангенциальным подводом воздуха.

Спроектированные по расчету прямоточные горелки, основанные на струйном принципе перемешивания, обеспечивают полноту сжигания газа в камере горения при значительно меньших потерях энергии по воздушному тракту.

При рациональном конструировании газогорелочных устройств необходимо учитывать все перечисленные выше приемы интенсификации смешения и использовать их для удовлетворения требований, предъявляемых к горелочным устройствам.

▼▼▼▼▼▼▼▼▼▼

## Глава 2

### ГАЗОВЫЕ ГОРЕЛКИ

Газовая горелка организует процесс горения газа и преобразует химическую энергию в тепловую. Она обеспечивает полноту сгорания газа в камере горения и создает факел пламени, требуемый условиями технологического процесса в промышленной установке (например, длина, форма, температура и излучательная способность факела).

Среднее время пребывания газа в печи или топке составляет от одной до нескольких секунд. Но в тех случаях, когда горелка работает неудовлетворительно, за этот промежуток времени полного перемешивания газа с воздухом в топке может не произойти. Часть газа, пройдя топку, так и не смешается с воздухом, а следовательно, и не сгорит. На практике этот дефект горелочного устройства приводит к необходимости подавать в топку воздух в большем количестве. Иногда даже увеличение подачи воздуха на 20—40% все же не снижает величину потерь от химической неполноты сгорания (см. главу 6). Можно высказать гипотезу, что если обеспечить равномерное распределение топлива в воздухе по сечению горелки, то смешение газа с воздухом в топке будет обеспечено даже при минимальных избытках воздуха. Улучшив распределение газа в воздухе в той же горелке или установив в топке другие горелочные устройства с более совершенным распределением воздуха в газе, можно ликвидировать химическую неполноту сжигания газа. (Примеры расчетов приведены в главах 5 и 7.) По совершенству сгорания газа (без потерь тепла) при минимальном избытке воздуха можно судить о качестве газогорелочного устройства, если выдержаны все остальные показатели установки (например, в котлах — паропроизводительность, температура перегрева и др.).

Влияние камеры горения сказывается на зажигании горючей смеси и стабилизации факела пламени, которое здесь подробно не рассматривается. Отметим, что при сжигании природного газа условия, необходимые для воспламенения топлива и стабилизации пламени, легко выполняются. Для этого используются достаточно разработанные в топочнопечной технике и широко известные приемы.

Влияние камеры горения на процесс собственно смешения и сжигания газа может быть различным и определяется характером движений и взаимодействий горящих факелов пламени и длиной пути факела.

Рассмотрим взаимодействие горелок, основанных на струйном принципе смешения с камерой горения, например с топкой паровых котлов.

Процесс смешения газа с воздухом начинается в горелке, а завершается в топочной камере. Следовательно, весь процесс смешения, который практически и заканчивается в топочных условиях горения, можно разделить на две неравные части. Одна часть процесса протекает в горелке, другая — в топке. Для лучшего представления о роли горелки и топки и их взаимовлиянии рассмотрим два различных, но технически осуществляемых случая горения.

Первый — из горелки в топку поступает полностью перемешанная горючая смесь в стехиометрической пропорции ( $\alpha' = 1$ ). В этом случае роль топки сводится к устройству, обеспечивающему подогрев, зажигание и устойчивость горения, начиная с устья горелки. Факел будет настолько коротким, что вся топочная камера по существу превращается в камеру охлаждения. В этом случае весь процесс смешения начинается и заканчивается в горелке.

Второй — из горелки в топку поступают перемешанные потоки газа и воздуха. Воспламенение происходит вблизи устья горелки. В этом случае весь процесс смешения и горения начинается на выходе из горелки, протекает в факеле и завершается в конце топки. Можно ли в этом случае исключить влияние горелки на процесс смешения в топке? Внимательное рассмотрение и анализ практического опыта сжигания топлива показывают, что и в данном случае горелка играет основную роль. Второй случай горения — это наиболее характерный и распространенный пример горения всех топлив: жидкого, пылевидного и газообразного. В мазутных горелках жидкое топливо встречается с воздухом в устье горелки и весь процесс смешения и горения происходит в топочной камере. В пылевых горелках имеет место аналогичный случай с тем лишь различием, что угольная пыль предварительно соединяется с небольшим количеством воздуха и несколько прогревается. В горелках с центральной и периферийной подачей газа в поток воздуха на выходе из амбразуры происходит только воспламенение, а горение протекает в топке.

Успешное протекание и завершение процесса горения жидкого, пылевидного и газообразного топлива в камере горения определяются работой горелки. Ее назначение распределить каждое топливо равномерно в потоке воздуха. Если это выполнено и в топке обеспечены условия зажигания, высокая температура и необходимый путь факелу пламени, то произойдет полное сгорание топлива любого вида при минимальном избытке воздуха.

При сжигании газообразного топлива в этих условиях, когда справедливо положение, что смешать топливо с воздухом значит его сжечь, тем более велико организующее значение горелочного

устройства. На основании сказанного можно сформулировать, что основное назначение горелки при сжигании топлива любого вида заключается в обеспечении равномерного или заданного распределения топлива в воздухе, которое при дальнейшем движении потоков приведет к обеспечению их контакта и сжиганию топлива при минимальном или заданном избытке воздуха в факеле пламени, удовлетворяющем технологическим процессам, протекающим в установке. Это общий принцип, который должен быть положен в основу расчета и конструирования рациональных горелочных устройств для всех видов топлива.

При раздельной подаче топлива и окислителя и контакте их в устье исключительно важно, как организовано распределение топлива в воздухе. Движения потоков топлива и окислителя могут быть параллельными, сходящимися или расходящимися (под разными углами), один поток может быть в другом (облекающим может быть топливо или воздух), они могут быть закручены оба или только один. В зависимости от того, как потоки организованы, будет различное распределение топлива в воздухе и по-разному будут протекать процессы смешения и выгорания топлива в камере, несмотря на то, что в горелке никакого смешения топлива с воздухом не происходит.

Для большинства современных топочных устройств можно считать, что форсировка камеры горения определяется совершенством процессов смешения в топке, организованных горелочным устройством. Если нарушения в распределении топлива в воздухе не устранены в горелочном устройстве, то в ряде случаев это приводит к недожогу газа.

Необходимо заметить, что имеются камеры горения, в которых интенсивность смесеобразования сопоставима или приближается к таковой в горелочном устройстве. Это топочные устройства, основанные на закрученном движении потока в топочной камере (циклонные, вихревые, тангенциальные и др.). В этих камерах возможно иногда значительное устранение недостатков, допущенных в распределении топлива в воздухе в каждой горелке, а иногда и во всех горелках.

Однако и для этих топков нельзя допускать больших нарушений в соотношениях топливо — воздух между горелками во избежание потерь тепла от недожога.

Некоторые специалисты высказываются, что для топков ближайшего будущего горелочное устройство, как таковое, не потребуется, что это и будет горелка-топка. Однако и для таких устройств по-прежнему будет иметь значение как подать топливо и окислитель в топку или предтопок. В первую очередь это будет определяться созданием совершенных процессов в высокофорсированных топках с большими теплонапряжениями для котлоагрегатов высоких параметров. Характер процесса горения, сопровождающегося появлением недожога, не только приводит к потере топлива, но и вызывает изменение среды у поверхностей нагрева с окислительной на

восстановительную и наоборот, что приводит к преждевременному аварийному выходу из строя всего котлоагрегата из-за наружной коррозии экранных труб.

Так, например, в статье Бахмайера [115] отмечаются случаи коррозии труб в 35 топках с жидким шлакоудалением на различных котлоагрегатах высоких и сверхвысоких параметров в ФРГ (коррозия была обнаружена в различных топочных устройствах, в том числе циклонных, работающих на разных топливах). Он считает, что для предотвращения коррозии необходимы срочные меры по улучшению процесса горения. Одной из главных причин коррозии Бахмайер считает недостаточно равномерное распределение воздуха и топлива в горелках. Изменением скоростей подвода воздуха, его температуры, условий смесеобразования, т. е. изменением характера ведения процесса горения, предполагают поддержать неизменным состав атмосферы вблизи труб экранов и тем самым предотвратить коррозию.

Работа [115], основанная на большом опыте эксплуатации современных мощных топков, котлов высоких параметров, и проведенные обобщения косвенно указывают на существенное значение организации процессов сжигания и в будущих высокофорсированных топочных устройствах. Отсутствие научных основ расчета и проектирования горелочных устройств уже сейчас приводит к большим расходам на их наладочные работы и сказывается отрицательно на практике эксплуатации котлов и печей. Это является одним из главных недостатков в разработке методов расчета горелок для сжигания пылевидного, жидкого и газообразного топлива.

В газогорелочных устройствах величина химической неполноты горения при сжигании газа не должна превышать допустимых пределов:

1) для газогорелочных устройств в коммунально-бытовых и промышленных установках с отводом продуктов горения (дымоходом или вентиляцией) на основании эксплуатационных данных сумма всех горючих в сухих продуктах горения при  $\alpha_T = 1$  не должна быть больше 0,3% по объему;

2) при сжигании природного газа с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha_T = 1,15$  потеря тепла от химической неполноты сгорания на выходе из топки котла не должна превышать в экранированных топках 1,5%, а в неэкранированных 1% [32]. Следует заметить, что эти потери завышены. Необходимо сжигать газ в топках котлов и печей без потерь тепла от недожога при значительно меньших избытках воздуха. Для этого необходимо применить горелки, создаваемые по методам расчета.

Как правило, газогорелочные устройства с принудительной подачей воздуха создавались опытным путем без достаточных расчетных обоснований. В эксплуатационных условиях их конструкции постепенно видоизменялись и совершенствовались. В связи с широким использованием газа в качестве топлива для крупных промышленных и энергетических установок возникла настоятельная

необходимость проанализировать работу газогорелочных устройств, а для тех конструкций, которые еще не рассчитываются, предложить методы расчета и проектирования, основанные на использовании и обобщении результатов лабораторных и опытно-промышленных исследований газогорелочных устройств и их элементов.

К сожалению, разнообразие конструкций горелок далеко выходит за необходимые пределы. В настоящее время эксплуатируется много излишне усложненных конструкций. Перевод на газ, в особенности промышленных котлоагрегатов, отдельными предприятиями, а не в централизованном порядке приводит к известному произволу в выборе конструкций. Главной причиной разнообразия конструкций являются отсутствие представления о сущности основных процессов, протекающих в горелках, и незнание параметров, определяющих их работу.

Чтобы разобраться в этом, необходимо прежде всего классифицировать наиболее распространенные горелки.

### КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРЕЛОК

До сих пор еще не установлена единая классификация горелочных устройств. Их можно классифицировать по различным признакам, например калорийности газа, теплопроводности, давлению газа, давлению воздуха, длине пламени, способам подачи горючего и окислителя, эффективности теплоотдачи факела пламени, целям применения, месту организации смешения газа с воздухом, закрученному или прямочному потоку воздуха и газа, углам встречи потоков топлива и окислителя, конфигурации устья амбразуры, месторасположению горелок на установке, методу смешения газа с воздухом — вот далеко не полный перечень этих признаков.

Более правильная классификация газогорелочных устройств будет по таким определяющим характеристикам, которые могут быть положены в основу физической сущности протекающих в них процессов и используются для их расчетов. Внутри этой классификации горелки можно подразделять уже по отдельным признакам, как, например, давлению газа, характеру факела, длине пламени, теплопроизводительности, конструктивному оформлению горелки и др.

Такими определяющими характеристиками газогорелочных устройств, лежащими в основе физической сущности их работы, являются относительное количество первичного воздуха и процесс смешения газа с первичным воздухом.

Воздух, подаваемый в горелки, называется первичным, а поступающий для горения из топочного пространства — вторичным\*.

Отметим наиболее характерные способы смешения газа с первичным воздухом в различных его количествах.

1. Газ подается в камеру сгорания без примеси первичного воздуха, а смешивается за счет диффузии с подсосываемым воздухом в факеле пламени ( $\alpha' = 0$ ).

2. Газ, смешанный с частью эжектируемого воздуха (первичного), подается в камеру горения, а остальная часть (в виде вторичного воздуха) подводится к горелке за счет диффузии у амбразуры; завершение смешения газа с воздухом производится в факеле пламени ( $\alpha' < 1$ ).

3. Газ со всем эжектируемым воздухом, необходимым для горения, подается через горелку, и процесс смешения успевает завершиться еще до выхода горючей смеси из амбразуры в топку ( $\alpha' \geq 1$ ).

4. Газ со всем принудительно поданным в горелку воздухом, необходимым для горения, не успевает полностью перемешаться до выхода из амбразуры, а смешение продолжается в факеле пламени ( $\alpha' > 1$ ).

В соответствии с этим горелки можно классифицировать на четыре основные типа с подгруппами в каждом из них.

1. Горелки диффузионного типа низкого и среднего давления (коэффициент первичного воздуха  $\alpha' = 0$ ).

2. Горелки атмосферного типа [коэффициент первичного воздуха  $\alpha' < 1$  (0,3—0,7)].

3. Горелки инжекционные среднего и высокого давления (коэффициент первичного воздуха  $\alpha' \geq 1$ ).

4. Горелки с принудительной подачей воздуха комбинированные и газовые низкого и среднего давления (коэффициент первичного воздуха  $\alpha' > 1$ ).

В горелках первых трех типов воздух поступает под действием разрежения, вызванного газовыми струями и тягой в камере горения. В горелках четвертого типа весь воздух, участвующий в горении, подается принудительно.

Горелки третьего и четвертого типов могут иметь одинаковые количества первичного воздуха, но они принципиально различаются процессами смешения воздуха с газом. В горелках третьего типа имеется полное предварительное смешение. В горелках четвертого типа процесс смешения чаще всего только начинается, а развивается в объеме камеры горения. В специальных случаях процесс смешения может завершаться в горелке.

Приведенная классификация горелочных устройств позволяет разделить по характерным признакам все многообразие конструкций на четыре основных типа. Это существенно упрощает рассмотре-

\* В пылевых горелках под вторичным воздухом подразумевается основное количество воздуха, подаваемого через горелку для сжигания топлива.

ние различных горелок, облегчает анализ их работы и разработку методики расчета.

Основное внимание в книге в соответствии с ее назначением уделяется наиболее распространенным горелкам четвертого типа, основанным на многоструйном принципе перемешивания газа с воздухом. Для этих горелок до сих пор не было разработано метода расчета процессов смешения, а следовательно, и сгорания газов (имелся только гидравлический расчет их пропускной способности).

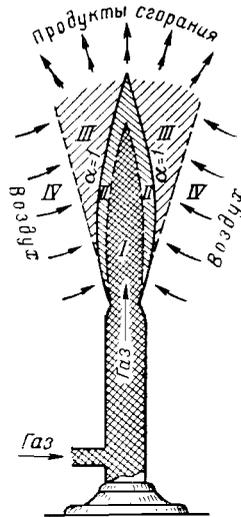


Рис. 2. 1. Разрез факела пламени диффузионной горелки.

Зоны факела: I — чистый газ; II — смесь газа с продуктами сгорания; III — смесь воздуха с продуктами сгорания; IV — окружающий воздух. Между зонами II и III расположена поверхность фронта горения (поверхность  $\alpha = 1$ ).

воспламенения и возникновения устойчивого фронта пламени будет представлять собой нарастающую вперед толщу продуктов сгорания, через которую навстречу друг другу будут продвигаться из газовой струи молекулы топлива, а из воздушной среды — молекулы кислорода и азота. Тот же медленный характер смесеобразования за счет молекулярной диффузии приведет к возникновению вытянутого факела пламени с острием на конце (см. рис. 2. 1). Если представить себе газовый поток в виде охватывающих друг друга кольцевых слоев, то, очевидно, начальный (наружный) слой, получающий необходимую порцию кислорода, выгорит на самом коротком пути от устья трубки. Он же создает первый слой продуктов сго-

Представляется целесообразным изложение материала вести в следующей последовательности. Вначале рассмотреть горелки первых трех типов вместе с уже имеющимися методами их расчета, рассмотреть же горелки четвертого типа и проанализировать их преимущества и недостатки после того, как будет приведена разработанная методика их расчета.

Материал, приведенный в такой последовательности, будет логичным, позволит читателю ознакомиться с методикой расчета на всех этапах ее разработки и овладеть ею для анализа работы горелок.

### ДИФфуЗИОННЫЕ ГОРЕЛКИ

Особенность этих горелок — образование горючей смеси за счет медленного процесса молекулярной диффузии, возникающего от подсыхающего действия газовой струи. В диффузионных горелках коэффициент первичного воздуха равен нулю ( $\alpha' = 0$ ).

В наипростейшем виде такая горелка представляет собой трубу, по которой газ поступает под давлением в окружающую неподвижную воздушную среду, используемую в качестве источника окислителя. При этом возникает зона диффузионного смешения, которая после

вания, через который проникают молекулы кислорода из окружающего пространства, чтобы соединиться с молекулами следующего слоя топлива. Во втором слое контакт топлива с окислителем наступит с некоторым опозданием и сгорание его произойдет после того, как слой успеет пройти несколько больший путь. С таким последовательным опозданием от слоя к слою молекулы дойдут, наконец, до самой центральной (осевой) струйки топливного газа, что и произойдет в конце факела. Форма пламени с первоначальным расширением факела в самом его корне объясняется тем, что струя топливного газа, как и каждая газовая струя, втекающая в воздушную среду, постепенно расширяется за счет присоединяемых масс воздуха и потери скорости.

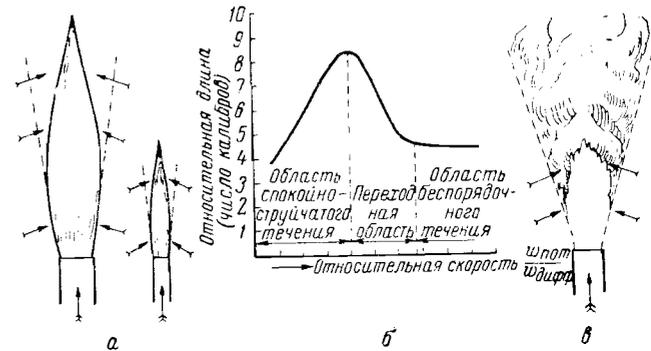


Рис. 2. 2. Изменение относительной длины факела пламени с увеличением скорости потока при ламинарном и турбулентном режимах движения.

*a* — вид факела пламени при ламинарном течении газа; *b* — кривая изменения относительной длины факела пламени от относительной скорости потока; *в* — вид факела пламени при турбулентном течении газа.

Длина факела одной и той же горелки может изменяться в зависимости от ее форсировки. Она будет увеличиваться с повышением скорости истечения газа.

Эта зависимость возрастания длины пламени от скорости истечения будет сохраняться, пока ламинарное (параллельно-струйчатое) движение (рис. 2.2, *a*) не переродится в турбулентное (беспорядочное вихревое движение).

При развитии турбулентного режима движения вместе с увеличением скорости потока растет и интенсивность процесса смесеобразования за счет перемещения поперек потока уже больших объемов газа (молей), как это можно видеть на рис. 2. 2, *в*. На рис. 2. 2, *б* видно, что изменение относительной длины факела пламени в зависимости от относительной скорости имеет три области. В первой области ламинарного режима движения длина растет прямо пропорционально скорости истечения газа; в промежуточной области перехода от ламинарного к турбулентному режиму движения длина

начинает уменьшаться вследствие резкого ускорения процесса смесеобразования; в турбулентной области движения длина факела пламени остается неизменной при увеличении скорости истечения газа.

Во фронте пламени развиваются столь высокие температуры, что сама химическая реакция начинает протекать практически мгновенно и не задерживает горения: сколько горючей смеси успеет образоваться, столько ее практически немедленно и выгорает (зона догорания в этих условиях невелика). В рассматриваемом случае регулятором скорости выгорания топлива становится скорость смесеобразования, растущая со скоростью потока.

Вследствие недостаточной однородности смеси или из-за невысокой температуры в камере процесс горения во фронте пламени иногда не завершается и продукты неполного горения попадают в зону III (рис. 2. 1), в которой догорают лишь частично. Часть продуктов неполного горения попадает в низкотемпературные области факела, где догорания не происходит. Сжигание газовых струй в открытом факеле обычно приводит к потере тепла от химической неполноты горения и к проницанию окиси углерода и других продуктов неполного горения в атмосферу помещения.

Изучению вопроса более сложных процессов, протекающих в турбулентных газовых горелках, посвящен ряд отечественных и зарубежных исследований. Г. Хогтел и В. Гаусорн [153], изучавшие горение городского газа, вытекающего из круглого сопла в неподвижный окружающий воздух, обратили внимание, что в определенном диапазоне изменения скорости истечения удавалось получить устойчивое пламя двух различных видов. Пламя первого вида отрывается от сопла и повисает над ним. «Висящее» пламя по всей длине имеет ярко выраженный турбулентный характер. При равной скорости истечения газа пламя второго вида имеет меньшую длину по сравнению с пламенем первого вида, причем разница в длине пламени равна примерно длине разрыва между устьем сопла и основанием пламени второго вида.

Можно полагать, что «висящее» пламя создает условия для более ранней турбулизации потока, чем в пламени первого вида. Это же явление затяжки ламинарного режима при соблюдении условий, препятствующих образованию местных возмущений потока, давно известно в гидродинамике при движении жидкости по трубопроводам. В этих условиях достаточно легкого удара по трубе, как режим движения сразу же перестраивается на турбулентный.

Исследуя поведение турбулентного факела пламени, В. П. Михеев [100] обнаружил, что в случае развитого турбулентного режима при горении появляется характерный шум и корень факела отрывается от устья горелки. Скорости, при которых происходит отрыв (2. 1), а затем и полный срыв факела (2. 2), зависят от свойств газа и диаметра соплового отверстия горелки. Исследования отрыва и срыва турбулентного диффузионного факела в зависимости от

диаметра соплового отверстия и скорости газовой струи привели к следующим зависимостям:

$$v_{ср} = 8,65 \sqrt{1 + 0,2 d_0^2} \text{ м/сек}, \quad (2. 1)$$

$$v_{ср} = 15 \sqrt{1 + 0,2 d_0^2} \text{ м/сек}, \quad (2. 2)$$

где  $v_{ср}$  — скорость газа, при которой происходит срыв факела;  $d_0$  — диаметр соплового отверстия в мм.

Возвращаясь к вопросу определения длины пламени, следует привести формулу, предложенную в работе [33]:

$$\frac{L_{\phi}}{d_0} = \frac{5,3}{C} \sqrt{\frac{T_{\phi}}{\sigma T_r} \left[ C + (1 - C) \frac{\mu_B}{\mu_r} \right]}, \quad (2. 3)$$

где  $L_{\phi}$  — длина видимого факела пламени в м;  $d_0$  — диаметр газового сопла (струй газа в устье) в м;  $\frac{\mu_B}{\mu_r} = \frac{\gamma_B}{\gamma_r}$  — отношение молекулярных (удельных) весов воздуха и газа;  $\sigma$  — отношение числа молей реагирующих веществ к числу молей продуктов реакции для стехиометрической смеси;  $T_{\phi}$  — адиабатическая (теоретическая) температура горения в °K;  $T_r$  — абсолютная температура вытекающего газа в °K;  $C$  — мольная доля газа в реагирующей стехиометрической смеси;  $C = \frac{1}{1 + V_0}$ .

После подстановки значений  $\frac{\mu_B}{\mu_r}$  и  $C$  и простейших преобразований получим

$$L_{\phi} = 5,3 d_0 \sqrt{\frac{T_{\phi}(1 + V_0)}{T_r \sigma} \left( 1 + \frac{\gamma_B}{\gamma_r} V_0 \right)} \text{ м}. \quad (2. 4)$$

Исследования турбулентного диффузионного пламени, проведенные под руководством В. П. Михеева, дали совпадение действительных длин факелов с расчетными (табл. 2. 1). Опыты проводились

Таблица 2.1

Сравнение длины диффузионного факела, определенной В. П. Михеевым [100], с расчетной по формуле (2. 4)

Показатели	Диаметр газовых струй, мм				
	1,5	2,4	3,5	4,0	5,0
Расчетная длина факела, мм	260	415	605	690	865
Действительная длина, мм	240—260	360—400	550—610	650—700	760—880
Максимальный диаметр факела, мм	31—32	47	67—69	81—84	90—105
Изменение пределов давления газа перед соплом во время опытов, мм вод. ст.	10—20	10—30	10—50	20—70	20—80

при сжигании бугуруслано-похвистневского природного газа \* с  $Q_H^p = 8000 \text{ ккал/м}^3$ ,  $\gamma_r = 0,88 \text{ кг/м}^3$ ,  $\sigma = 1,02$ ,  $T_\phi = 2300^\circ \text{ К}$  и  $T_r = 300^\circ \text{ К}$ .

По данным табл. 2.1 можно видеть, что действительная длина факела сравнительно мало меняется при изменениях давления газа перед горелкой, а следовательно, и скорости истечения газа. При развитом турбулентном режиме для диффузионного свободного факела пламени относительная длина факела, как и следует по теории, является величиной постоянной:

$$\frac{L_\phi}{d_0} = A = \text{const.} \quad (2.5)$$

Максимальный диаметр факела  $D_\phi$  также зависит только от диаметра сопла и свойства газа. Для бугуруслано-похвистневского газа

$$\frac{L_\phi}{d_0} \approx 173 \text{ и } \frac{D_\phi}{d_0} \approx 20. \quad (2.6)$$

Опытные данные по длине турбулентного диффузионного факела в работе [33] не представлены в виде обобщающей зависимости от определяющих критериев и потому имеют ограниченный характер.

Имеется еще несколько других формул, предложенных различными исследователями, для определения длины турбулентного диффузионного факела пламени, образующегося при сжигании определенных газов.

Остановимся еще на работах С. Н. Шорина и О. Н. Ермолаева [49, 160], в которых сделана интересная попытка получить обобщенное решение для определения длины диффузионного турбулентного газового факела как для низкокалорийного, так и для высококалорийного газов.

Установка для проведения опытов по изучению закономерностей горящих струй различных газов состояла из печи для подогрева газа до различных температур, сопловой коробки, набора сопел различного диаметра и различной формы и необходимых контрольно-измерительных приборов.

Опыты проводились с московским городским газом, низшая теплотворность газа составляла  $6800\text{--}7000 \text{ ккал/м}^3$ , и с баллонным жидким газом (пропан с незначительным количеством бутановой фракции),  $Q_H^p = 21\,700 \text{ ккал/м}^3$ .

Было проведено около тысячи опытов, сведенных в 34 серии. Каждая серия опытов проводилась на сопле определенного диаметра. Переменными величинами в опытах одной и той же серии были расход газа и температура газа. В опытах с соплами круглого сечения применялись размеры от 2,0 до  $\sim 10 \text{ мм}$ .

\* По всей книге объем газа приведен к нормальным условиям ( $0^\circ \text{ С}$  и давление  $760 \text{ мм рт. ст.}$ ).

Эти опыты позволили безразмерную длину диффузионного турбулентного факела пламени определять в виде зависимости от следующих определяющих параметров:

$$\frac{L_\phi}{d_0} = \Phi \left( \frac{n}{O}, \frac{\rho_0 v_0^2}{\rho g d_0}, \frac{v}{D} \right), \quad (2.7)$$

где  $n$  — стехиометрический коэффициент расхода окислителя на единицу сгорающего газа;  $O$  — относительная концентрация окислителя в окружающей среде;  $v_0, d_0$  — начальная скорость и диаметр вытекающей газовой струи;  $\rho_0, \rho$  — плотности вытекающей и окружающей сред;  $v, D$  — коэффициенты молекулярной кинематической вязкости и диффузии.

С целью получения конкретной зависимости длины диффузионного турбулентного факела от различных определяющих критериев при горении различных газов было поставлено экспериментальное исследование.

Для установления влияния на длину факела определяющих критериев  $v_0^2/gd_0$  и  $v/D$  была произведена обработка опытных данных при варьировании показателя  $n$  в виде зависимости

$$\frac{L_\phi}{d_0} \left| \left( \frac{v}{D} \right)^n = f \left( \frac{v_0^2}{g d_0} \right). \quad (2.8)$$

При расчете диффузионного критерия коэффициент кинематической вязкости подсчитывался по температуре окружающей воздуха, а коэффициент молекулярной диффузии — по температуре газа на выходе из сопла.

В результате обработки опытных данных в логарифмической системе координат (рис. 2.3 и 2.4) было установлено, что показатель  $n \approx 0,3$ .

В исследованных пределах изменения определяющего критерия  $v_0^2/gd_0$  формулы для расчета безразмерной длины горящих турбулентных струй газа в свободной окисляющей среде (воздухе) могут быть представлены в следующем виде:

для московского городского газа

$$\frac{L_\phi}{d_0} = 56,3 \left( \frac{v_0^2}{g d_0} \right)^{0,125} \left( \frac{v}{D} \right)^{0,3}; \quad (2.9)$$

для пропана

$$\frac{L_\phi}{d_0} = 56,3 \left( \frac{v_0^2}{g d_0} \right)^{0,165} \left( \frac{v}{D} \right)^{0,3}; \quad (2.10)$$

для водорода

$$\frac{L_\phi}{d_0} = 56,3 \left( \frac{v_0^2}{g d_0} \right)^{0,121} \left( \frac{v}{D} \right)^{0,3}. \quad (2.11)$$

Проведенные исследования С. Н. Шорина и О. Н. Ермолаева показали сильное влияние на длину турбулентных горящих струй



начальной температуры газа, которая в опытах доводилась до 700° С. Было установлено, что с увеличением температуры газа заметно сокращается длина факела. Длина факела прямо пропорциональна диаметру струи в устье: чем он больше, тем больше длина факела.

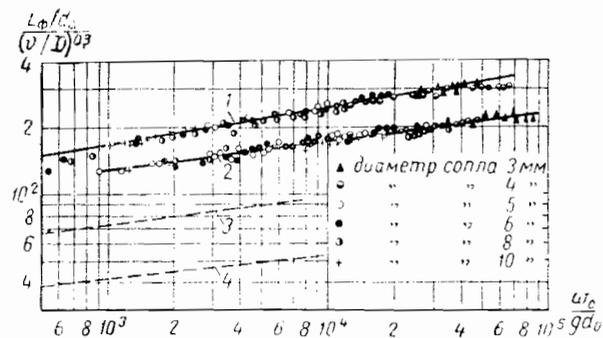


Рис. 2. 3. Характеристика турбулентного диффузионного факела пламени.

1 — пропан-бутановая смесь (нижний газ); 2 — московский городской газ; 3 — коксовый газ, по данным работы [87]; 4 — генераторный газ из торфа, по данным работы [87].

Большое влияние на длину горящего факела оказывают также стехиометрический параметр  $n/O$  и калорийность горящего газа, с повышением которой существенно увеличивается длина горящего факела.

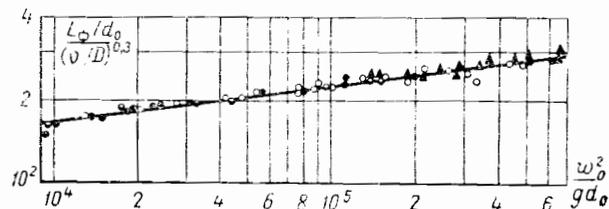


Рис. 2. 4. Характеристика горения водорода в турбулентном диффузионном факеле пламени (обозначение см. на рис. 2. 3).

Характерной особенностью турбулентных струй горящего газа в свободной окисляющей среде является диффузионное догорание клочкообразных масс горящего газа. Как показали и эти исследования, процесс догорания в основном определяет длину турбулентного диффузионного факела. Эти исследования подтвердили, что критерий  $v_0^2/gd_0$  характеризует длину турбулентного диффузионного факела, впервые предложенного И. Б. Китаевым и П. В. Левченко [87].

На рис. 2. 5 показаны некоторые схемы диффузионных горелок. В этих горелках газ сжигается уже не в отдельном факеле, а в системе факелов. Отверстия располагаются на горелках в один или в два ряда с различными расстояниями.

Диффузионные горелки имеют устойчивый факел только при предельно низких тепловых нагрузках, а следовательно, и при низких давлениях газа. Устойчивость же сжигания является первейшим условием безопасной эксплуатации газовых горелок, в особенности при колеблющейся нагрузке.

При небольших тепловых напряжениях отверстий горелки  $Q/\sum f_{огн}$  ( $Q$  — тепло, выделяемое горелкой, в ккал/ч;  $\sum f_{огн}$  — сумма сечений отверстий в  $m^2$ ) факелы представляют собой ровные голубые конусы, желтые язычки и свечение отсутствуют при ламинарном режиме. При повышении теплового напряжения выходных отверстий голубое пламя сменяется ярко светящимся. Эта граница будет нижним пределом возникновения светящегося пламени. Предел возникновения светящегося пламени для смешанного газа выше, чем для природного. При дальнейшем повышении теплового напряжения пламя из ламинарного переходит в турбулентное, вследствие чего улучшается процесс перемешивания и свечение газа исчезает. Пламя делается вновь голубым с ярко выраженными турбулентными завихрениями. Эта граница будет верхним пределом свечения пламени.

При дальнейшем увеличении скорости выхода газа пламя теряет устойчивость и отрывается от горелки. Для природного газа верхний предел свечения почти совпадает с пределом отрыва пламени. Кривая отрыва пламени (рис. 2. 6) в зависимости от диаметра отверстий приведена А. А. Ионичем [64] на основании различных данных, опубликованных в литературе.

Можно видеть, что природный газ имеет более низкие тепловые напряжения отверстий, чем смешанный газ, причем с уменьшением диаметра отверстий тепловые напряжения увеличиваются. Кривые на рис. 2. 6, показывающие пределы отрыва пламени, получены при сжигании газа в единичном отверстии, поэтому они могут служить только ориентировочными данными, так как расстояние между отверстиями оказывает влияние на предел отрыва. С уменьшением

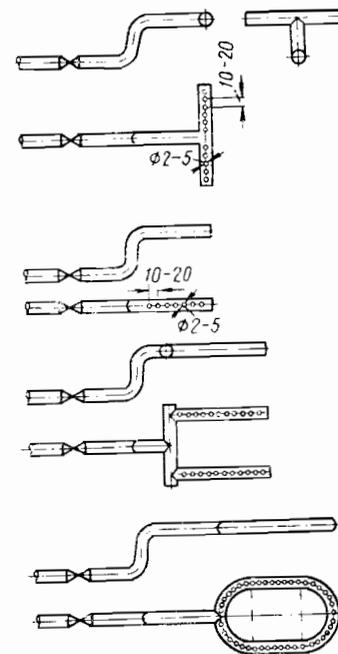


Рис. 2. 5. Некоторые схемы диффузионных горелок.

этого расстояния предел отрыва повышается, так как взаимное влияние соседних язычков пламени повышает общую устойчивость горения газа.

М. Т. Богородская [20] специально изучала влияние расстояния между отверстиями на пределы отрыва пламени. При этом было установлено, что слияние факелов повышает пределы отрыва пламени незначительно. При увеличении расстояний между отверстиями до прекращения слияния факелов пределы отрыва пламени понижаются и достигают пределов отрыва для единичного факела. Число рядов отверстий на пределы отрыва пламени не влияет, если расстояние

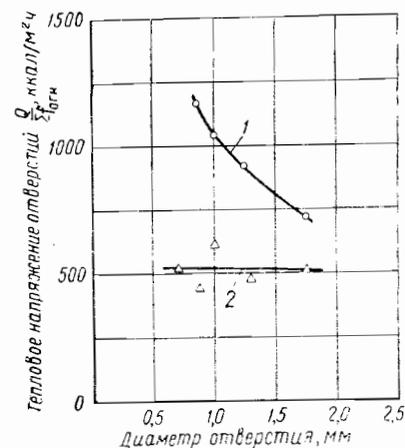


Рис. 2.6. Пределы отрыва пламени.  
1 — кривая предела образования турбулентного пламени для смешанного газа.  
2 — кривая предела отрыва для природного газа.

Обычно диаметр отверстий у горелок, приведенных на рис. 2.5, колеблется от 0,5 до 3,0 мм. Учитывая легкую засоряемость отверстий, нежелательно принимать размер отверстий меньше 1 мм. Максимальный шаг отверстий горелки определяется возможностью передачи пламени от отверстия к отверстию. Минимальный шаг отверстий определяется слиянием факелов пламени, выходящих из соседних отверстий. Слияния необходимо избегать, так как при этом осложняется доступ воздуха к газу, ухудшаются условия образования горючей смеси, пламя вытягивается и может выйти за пределы камеры горения, что нарушит нормальный процесс сжигания газа.

По данным различных исследователей можно заключить, что предельные расстояния не зависят от вида газа. Значения, отличающиеся от средних, получаются при переходе к отверстиям меньше 1 мм. По данным, например, работы [20] нижний предел расстояния между осями горелочных отверстий (диаметром 4 мм), обеспечиваю-

щий отсутствие слияния факелов, будет  $s/d_0 = 4$ , а верхний, обеспечивающий беглость огня при зажигании,  $s/d_0 = 6$ . Эти данные очень близки к значениям, приведенным в работе А. А. Ионина. Так, для отверстий  $d_0 = 1,78$  мм (при  $s/d_0 = 4,5$ ) факелы сливаются, а при  $s/d_0 = 6,1$  передача пламени между отверстиями отсутствует. Так как для диффузионных горелок отверстия меньше 1 мм и больше 5 мм редко употребляются, то для отверстий 3—4 мм значение  $s/d_0 = 5 \div 6$  можно считать достаточно надежным для передачи пламени и в то же время обеспечивающим горение факелов без слияния. Во всяком случае это не противоречит результатам исследований [20 и 64]. Уточнение этих данных по значениям  $\alpha'$  дается ниже (см. приложение 1).

Для того чтобы перемешивание газа с воздухом не ухудшалось, рекомендуется на каждой трубе делать не больше двух рядов отверстий. Суммарное сечение отверстий следует делать меньше 100% от живого сечения газораспределительной трубы. В противном случае скорость истечения газа вдоль трубы будет уменьшаться из-за падения давления вдоль коллектора. Расстояние между осями крайних рядов соседних горелок обычно определяется теплопроводностью и конструкцией топки, а также количеством горелок, приходящихся на один запорный газовый кран. Во всяком случае горелки должны быть так расположены по сечению топки, чтобы воздух имел свободный и равномерный доступ к каждому факелу.

По данным А. А. Ионина [64] коэффициент избытка воздуха для диффузионных горелок данной конструкции (см. рис. 2.5) колеблется в пределах  $\alpha_T = 1,2 \div 1,6$  (в зависимости от состава газа, размещения горелок и конструкции топки). Потери тепла от химической неполноты горения  $q_3 = 0,2 \div 1,2\%$ .

Диффузионные горелки этой конструкции предназначены для сжигания газа калорийностью меньше  $7000$  ккал/м<sup>3</sup>. При сжигании природных и попутных газов диффузионные горелки дают сажастый светящийся факел, не обеспечивающий полноты сжигания газа.

Диффузионные горелки отмеченной конструкции получили распространение в бытовых газовых приборах при сжигании искусственных газов с высокой скоростью распространения пламени газовоздушной смеси (кокосовый газ, газ высокотемпературной перегонки сланцев, генераторный газ и др.).

На рис. 2.7 показана диффузионная горелка, разработанная В. П. Михеевым в Куйбышевском индустриальном институте (КИИ), нового типа производительностью от 35 до 350 м<sup>3</sup>/ч. Используя средства интенсификации турбулентного перемешивания газа с воздухом за счет увеличения скорости истечения газа и уменьшения диаметра струек, в этой горелке можно получать несветящийся факел при сжигании природных и попутных газов. В ней использован отмеченный выше принцип дробления газа на отдельные струи.

В этих горелках подача газа происходит через кольцевое пространство корпуса и 32 сопловые щели, расположенные под углом к радиусу и оси горелки. Воздух в количестве примерно 50%

Размеры деталей, габаритные размеры и вес унифицированных диффузионных газовых горелок КИИ

подводится через внутренний патрубок, а остальной в количестве 55—65% от теоретически необходимого поступает через внешние окна регистра. Оба потока воздуха имеют независимую регулировку. Нормальное поступление воздуха обеспечивается разрежением в точке от 2 до 6 мм вод. ст. в зависимости от производительности горелки.

Многоструйный выход газа под углом к оси горелки несколько закручивает поток и улучшает перемешивание. В зависимости от свойств газа, его давления и числа сопловых отверстий горелка

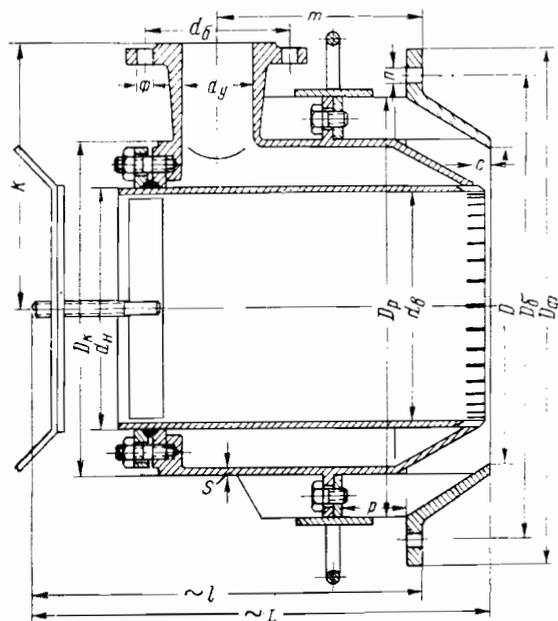


Рис. 2.7. Диффузионная горелка системы Михеева (КИИ) новой серии производительностью от 35 до 350 м<sup>3</sup>/ч.

обеспечивает сжигание в светящемся факеле большей или меньшей длины. При сжигании природного газа среднего давления факел получается сравнительно коротким, с умеренной светимостью [100]. При сжигании попутного газа с низким давлением из горелки выходит сильно светящийся факел пламени, развитый в длину. При сжигании любого газа низкого давления горение в факеле протекает вяло. В этих горелках можно влиять в широких пределах на геометрические и тепловые характеристики факела за счет выбора надлежащего давления газа, числа, размеров и угла наклона сопловых отверстий.

Горелки Михеева (старого типа) рассчитаны на сжигание газа с теплотворностью около 8000 ккал/м<sup>3</sup> при давлении его 70 мм вод. ст. (серия горелок ДНМ низкого давления) или 2000 мм вод. ст. (серия горелок ДСМ среднего давления).

Наименование	Производительность горелки, м <sup>3</sup> /ч				
	35—50	50—75	75—120	120—175	175—250—350
Диаметр газового патрубка $d_y$	50	70	70	80	80
Диаметр болтовой окружности фланца газового патрубка $d_b$	125	145	145	160	160
Число болтовых отверстий фланца патрубка	4	4	4	4	4
Диаметр болтовых отверстий	18	18	18	18	18
Расстояние от оси горелки до фланца газового патрубка $K$	195	205	240	265	295
Наружный диаметр воздушного патрубка $d_n$	107	132	158	217	271
Внутренний диаметр воздушного патрубка $d_v$	100	125	150	207	259
Наружный диаметр корпуса $D_k$	200	220	270	320	380
Толщина стенок корпуса $S$	6	6	8	8	8
Число сопловых отверстий	16	16	32	32	64
Расстояние от корпуса до выходного сечения $C$	14	14	14	14	14
Диаметр выходного отверстия $D$	168	206	262	318	380
Диаметр регистра воздушной коробки $D_p$	290	310	370	420	480
Диаметр фланца горелки $D_f$	390	410	480	530	590
Диаметр болтовой окружности фланца горелки $D_b$	340	360	420	470	530
Число болтовых отверстий фланца горелки	6	6	6	6	6
Диаметр болтовых отверстий фланца горелки $n$	16	16	18	18	20
Ширина регистра воздушной коробки $P$	60	60	70	70	80
Расстояние от фронтальной плиты до оси газового патрубка $t$	185	195	220	225	250
Расстояние от фронтальной плиты до конца горелки $l$	~335	~360	~395	~415	~465
Длина горелки $L$	~420	~430	~465	~485	~530
Вес горелки, кг	38	42	62	78	103

Основные размеры горелок модернизированной серии приведены в табл. 2.2. Эти горелки могут быть настроены во время монтажа за счет подвижки среднего патрубка на сжигание газа с теплотворностью от 6000 до 12000 ккал/м<sup>3</sup> и при различных его давлениях в пределах выбранной категории (т. е. низкого или среднего давления). Горелки этого типа распространены в ряде котельных

предприятий Куйбышевской области, а также применяются в печах, имеющих устойчивое разрежение. Серия из пяти горелок охватывает диапазон производительности от 35 до 350 м<sup>3</sup>/ч. За счет монтажного перемещения среднего патрубка производительность горелки каждой модели может меняться в 1,3—1,5 раза.

По данным В. П. Михеева горелки могут работать при коэффициенте избытка воздуха 1,10—1,15, обеспечивая сравнительно высокие значения теплонапряжения камер сгорания как с низким, так и со средним давлением газа. Для сжигания попутных газов с содержанием метана менее 55—60 % их можно применять только для газа среднего давления. Обязательным условием нормальной

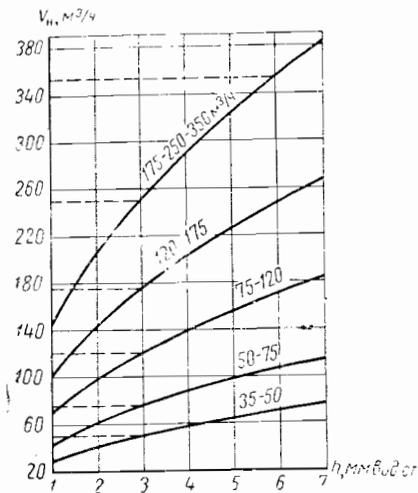


Рис. 2. 8. Зависимость производительности горелок Михеева (КИИ) новой серии от разрежения в топке (печи).

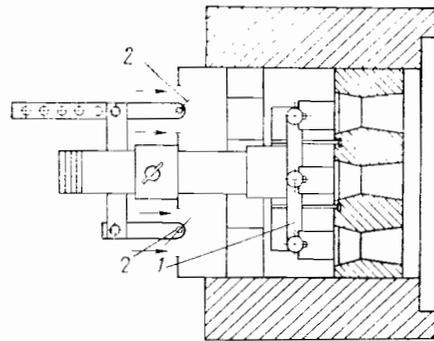


Рис. 2. 9. Американская диффузионная горелка.  
1 — газовый коллектор, 2 — воздушные заслонки.

работы этих горелок является наличие устойчивого разрежения в топке, не ниже паспортного. Применение их в печной технике весьма ограничено. Зависимость работы диффузионных горелок данной конструкции от разрежения в камере горения является их недостатком. Следует, однако, иметь в виду, что многие теплотехнические установки работают при устойчивом разрежении в очаге горения.

Для характеристики зависимости производительности горелок от величины разрежения в камере горения на рис. 2. 8 приведен график из работы [100].

Чем больше производительность горелки, тем больше она зависит от разрежения в камере горения. Характер кривых показывает, что при производительности горелок до 50—75 м<sup>3</sup>/ч еще существенно подсосывающее действие газовых струй, а при больших производительностях основную роль играет уже разрежение в камере горения.

В работе И. Я. Сигала [132] приводится конструкция американской диффузионной горелки, применяемой в котлах малой и средней производительности (рис. 2. 9). Такие горелки применяются для сжигания природного и коксового газов. В дополнение к поступлению воздуха за счет разрежения в топке используется эжектирующее действие газовых струй. Горелки изготовляют круглого и плоского сечения.

Положительные характеристики диффузионных горелок: устойчивость горения газа; возможность работы на газе низкого давления без принудительной подачи воздуха; большой диапазон регулирования с возможностью изменения длины факела и получения равномерной температуры в объеме горения (вдоль факела пламени); практически бесшумная работа; простота конструкции.

Отрицательные характеристики диффузионных горелок: сложность создания горелок большой производительности; трудность получения высоких тепловых напряжений в обычных камерах горения; наличие химической неполноты горения в большинстве случаев.

### АТМОСФЕРНЫЕ ГОРЕЛКИ

Атмосферными или инжекционными горелками низкого давления газа называются горелки с частичным предварительным смешением ( $\alpha' = 0,3 \div 0,7$ ). Первичный воздух подсосывается в горелку за счет эжектирующего действия газовой струи. Вторичный воздух, необходимый для полного сжигания газа, поступает к факелам пламени из окружающего пространства за счет эжектирующего действия самого факела и за счет разрежения в топке.

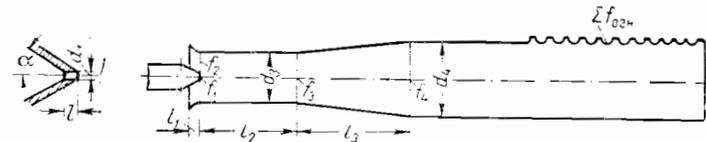


Рис. 2. 10. Схема атмосферной горелки.

Атмосферные горелки применяются главным образом для сжигания высококалорийных газов, свыше 4000 ккал/м<sup>3</sup>. Благодаря удовлетворительным теплотехническим показателями удачному конструктивному оформлению эти горелки имеют широкое распространение. Они устанавливаются в секционных котлах, газовых водонагревателях, бытовых плитах, сушиках и различных мелких отопительных котлах, работающих на природном газе.

Принципиальная схема атмосферной горелки приведена на рис. 2. 10. Основными частями горелки являются сопло, смеситель, имеющий обычно форму трубы Вентури, и огневая насадка с мелкими отверстиями для выхода газа.

Диаметр выходного отверстия сопла должен соответствовать производительности горелки при данной теплотворности газа.

Смеситель обычно представляет собой камеру смешения и диффузор, используемый для преобразования скоростного напора смеси в давление, необходимое для преодоления сопротивления огневой насадки.

Диапазон устойчивой работы атмосферных горелок ограничен, с одной стороны, возможностью проскока пламени внутрь горелки, а с другой — возможностью отрыва пламени от кратера горения и даже полного срыва (затухания) его. Эти явления могут служить причиной нарушения нормальной работы горелок, а в некоторых случаях даже серьезных аварий. Необходимо разобраться в сущности таких нарушений устойчивости горения и найти пути их предотвращения, учитывая, что строгой теории устойчивости горения еще не разработано.

В зоне горения устанавливается динамическое равновесие между стремлением пламени продвинуться навстречу потоку газовой смеси и стремлением потока отнести пламя от горелки. Устойчивость горения зависит от тепловых и гидродинамических условий, в которых находятся корневые участки конусообразной зоны горения.

Рассмотрим устойчивость фронта горения, когда пламя не отрывается от кратера горелки. На рис. 2.11 можно видеть, что зона горения у своего основания имеет горизонтальный участок. Чем же он определяется?

Скорость истечения смеси вблизи стенок горелки меньше, чем в других точках потока. По периферии потока образуется область медленного течения и даже застойная зона, в которую газ

проникает из струи, а воздух из атмосферы. Векторы нормальной скорости распространения пламени  $u_n$  и скорости движения смеси  $v_c$  имеют в этом месте противоположное направление. Так формируется кольцевой источник зажигания, который предотвращает отрыв всего пламени от кратера горелки.

Этот поджигающий пояс эффективен при ламинарных режимах движения, а при повышении форсировки горелки его размеры уменьшаются. Отрыв открытого пламени от устья горелки наблюдается обычно еще до того, как горение становится турбулентным. Необходимо также отметить, что с увеличением количества первичного воздуха устойчивость пламени атмосферных горелок уменьшается (рис. 2.12). По оси абсцисс отложено количество первичного воздуха (в долях от теоретически необходимого), а по оси ординат — скорость истечения газовой смеси из отверстий горелок. Наклонные линии *Ia*, *Iб* и *Iв* характеризуют максимальную форсировку исследованных горелок. Когда значения скоростей истечения  $v_c$  или коэффициента  $\alpha'$  превышают критические для горелки данного размера, наблюдается отрыв пламени. Наклон линий свидетельствует

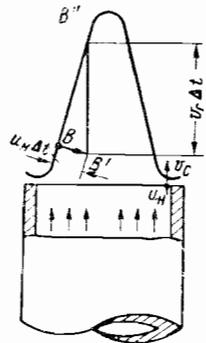


Рис. 2.11. Схема распространения пламени при ламинарном истечении газовой смеси.

о значительном снижении устойчивости процесса горения в горелках по мере увеличения содержания воздуха в горючей смеси.

Линии *IIa*, *IIб* и *IIв* также представляют собой границы устойчивости горения, но определяемые возникновением проскока пламени внутрь горелки. Значения скоростей истечения, меньшие, чем на этих кривых, соответствуют режимам, при которых наблюдается проскок пламени в горелках соответствующего размера.

При сжигании природного газа проскок пламени наблюдается в случаях  $\alpha' > 0,6$ , о чем свидетельствует местоположение кривых *II*. С увеличением  $\alpha'$  границы устойчивого горения резко уменьшаются, так как кривые *II* и *I*, характеризующие пределы отрыва и проскока пламени, сближаются (значения ординаты между ними уменьшаются).

Режимы горения при значениях  $\alpha' < 0,4$  также нежелательны, так как они связаны с повышенной потерей тепла от химической неполноты горения. Это можно видеть по кривым *IIIa* и *IIIв* (рис. 2.12), фиксирующим значения  $\alpha'$ , при которых начинают наблюдаться желтые края пламени при сжигании природного газа.

Отрыв пламени происходит главным образом при форсированной работе газогорелочных устройств, особенно при сжигании медленно горящих газов (например, природного газа с высоким содержанием метана или генераторного газа с высоким содержанием балласта). При сжигании в атмосферных горелках быстро горящих смесей с невысокими форсировками приходится больше опасаться не отрыва пламени, а его проскока, т. е. втягивания в смеситель.

Такое нарушение стабильности пламени происходит в тех случаях, когда скорость распространения пламени становится больше нормальной составляющей скорости газовой смеси.

Поскольку у стенки сопла значение скорости газовой смеси равно нулю, возникает вопрос, какие же условия нужно соблюдать, чтобы не допустить проскока, так как на первый взгляд он неизбежен при всех условиях.

Упрощая физическую картину процесса, действие стенки можно представить так, как показано на рис. 2.13, заимствованном из книги В. А. Спейшера [136].

На левой части рисунка показано соотношение скорости истечения газовой смеси ( $v_c$ ) и скорости распространения пламени ( $u_n$ ) при устойчивом горении. Из рассмотрения эпюры распределения скоростей видно, что скорость потока вблизи стенки

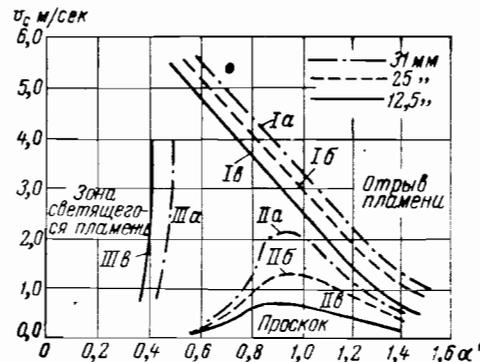


Рис. 2.12. Пределы устойчивого горения природного газа в горелках атмосферного типа различного калибра.

мала, но проскок не имеет места, так как по мере приближения к стенке  $u_n$  уменьшается из-за того, что снижается температура смеси благодаря отводу тепла к стенке (особенно охлаждаемой снаружи проточной водой). В трубках малого диаметра тормозящее действие холодных стенок на скорость распространения пламени может быть таким, что пламя не проскакивает даже при истечении смеси с ничтожно малой скоростью. Численное значение такого критического диаметра для различных горючих смесей неодинаково: оно меньше для смесей с высокой скоростью распространения пламени и больше для медленно горящих смесей.

Рис. 2.13 иллюстрирует соотношение скоростей  $v_c$  и  $u_n$  при проскоке пламени внутрь трубки. На участках  $b$ , где значения  $u_n$  превышают значения  $v_c$ , пламя углубляется в смеситель, прогревает его стенки и таким образом создает условия для втягивания в смеситель всей зоны горения.

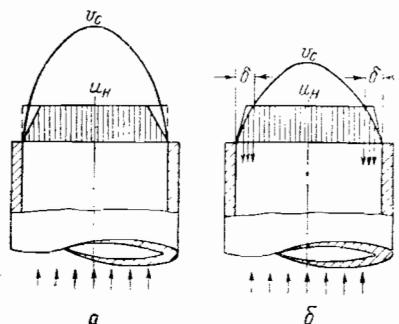


Рис. 2.13. Соотношение скорости истечения газовой смеси и скорости распространения пламени.

$a$  — при устойчивом горении;  $b$  — при проскоке.

По разработанной Б. Льюисом и Г. Эльбе [95] теории критического градиента граничной скорости проскок происходит в том случае, когда вблизи стенки смесителя кривая скорости потока  $v_c$  имеет общую касательную с кривой распределения  $u_n$  по выходному сечению смесителя.

Большинство исследований посвящено условиям устойчивой работы горелок, явлениям отрыва и проскока пламени. Считается,

что последний зависит в основном от состава газа, коэффициента избытка первичного воздуха, теплового напряжения отверстий, диаметра и глубины отверстий, расстояния между отверстиями. Ознакомимся с результатами исследований, выполненных в Ленинградском научно-исследовательском институте Академии коммунального хозяйства им. К. Д. Памфилова в содружестве с лабораторией Управления Ленгаз и институтом Ленгипроинжпроект. Работа по изучению физико-химических свойств и процессов горения природного и сланцевого газа и их смесей была проведена М. Т. Богородской [20] под руководством С. С. Кутателадзе.

Помимо отмеченных выше величин, изучались высота факела и его ядра, предельные расстояния между отверстиями многофакельных атмосферных горелок и количество первичного воздуха, обеспечивающего отсутствие желтизны пламени.

Высота факела и высота ядра имеют значение как для проектирования бытовых газовых приборов, так и для расчета топочных устройств установок коммунальной энергетики.

Исследования проводились на единичном факеле, моделях газогорелочных устройств, выполненных с соблюдением принципов теории подобия, и при испытаниях бытовой газовой аппаратуры.

При изучении процессов горения на единичном факеле определялись избытки воздуха при отрыве ( $\alpha'_{отр}$ ) и проскоке пламени ( $\alpha'_{пр}$ ), содержание первичного воздуха при исчезновении желтизны пламени ( $\alpha'_{исч}$ ), содержание первичного воздуха при появлении ядра ( $\alpha'_{ядр}$ ), высота ядра ( $h_{ядр}$ ), высота факела при диффузионном горении ( $H_0$ ) и высота факела перед отрывом ( $H_{отр}$ ).

На моделях газогорелочных устройств определялось влияние расстояний между отверстиями на отрыв пламени и беглость огня при зажигании, а также предельные расстояния между горелочными отверстиями, при которых факелы не сливаются.

При исследованиях использовался природный газ с нижней теплотой сгорания  $8250 \text{ ккал/м}^3$ , сланцевый газ  $3400 \text{ ккал/м}^3$ , а также смеси сланцевого газа с природным с нижней теплотой сгорания  $6000$  и  $7000 \text{ ккал/м}^3$ . Сравнительные данные по параметрам и физико-химическим свойствам этих газов приведены в табл. 2.3. Модели были изготовлены из стальных труб диаметром  $3/4''$ , длиной  $250 \text{ мм}$ , с толщиной стенки  $3 \text{ мм}$ . Диаметр отверстий горелок  $1, 2, 3, 4$  и  $5 \text{ мм}$ . Расстояния между ними изменялись от  $3$  до  $32 \text{ мм}$  с подро-

Таблица 2.3

Техническая характеристика газов, примененных в опытах

Физико-химические свойства газов	Сланцевый газ	Смеси сланцевого газа с природным	Природный газ
Содержание газов, %:			
природного	0	53	100
сланцевого	100	47	0
Состав газа, %:			
$H_2$	24,13	11,34	—
$CO$	10,26	4,82	—
$CH_4$	16,93	59,06	96,6
$CN$	5,08	2,38	—
$CO_2$	15,92	7,86	0,5
$O_2$	0,78	0,58	0,4
Нижняя теплота сгорания, $\text{ккал/м}^3$	3400	6000	8250
Удельный вес, $\text{кг/м}^3$	1,025	0,883	0,757
Теоретическое количество воздуха для сгорания	3,36	6,41	9,17
Максимальная скорость распространения пламени, $\text{м/сек}$	0,44	0,37	0,29
Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^5, \text{м}^2/\text{сек}$	3,17	2,25	1,44
Теплоемкость $C_p, \text{ккал/м}^3 \cdot ^\circ\text{C}$	0,335	0,351	0,365
Пределы воспламеняемости (% содержания газа в газовой смеси):			
нижний	10,7	7,25	5,5
верхний	32,8	19,3	14,3

ными разделениями через 1—2 мм. На установке для исследования единичного факела использовались съемные колпачки (наружным диаметром 46 мм) и с глубиной отверстий 1, 3, 6, 10 и 13 мм.

С изменением диаметра горелочного отверстия тепловая нагрузка изменялась от  $2 \cdot 10^6$  до  $30 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>2</sup>.

В начале каждого опыта замерялась высота факела при диффузионном горении ( $\alpha' = 0$ ). Затем количество первичного воздуха повышалось до исчезновения желтизны пламени. При увеличении количества первичного воздуха до появления ядра замерялись его высота и высота факела пламени. Далее количество первичного воздуха постепенно доводилось до наступления отрыва.

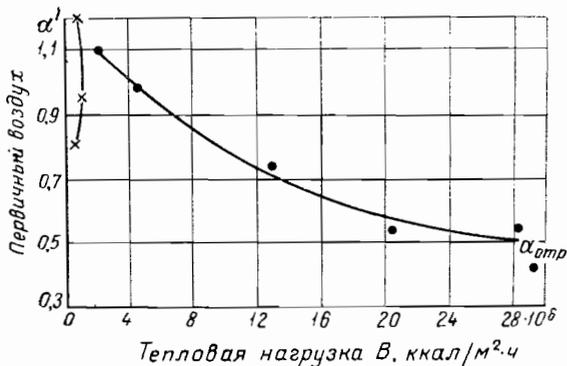


Рис. 2. 14. Кривые отрыва  $\alpha_{отр}$  и проскока  $\alpha_{пр}$  пламени сланцевого газа.

(Диаметр отверстия 4 мм, глубина 3 мм.)

При изучении влияния расстояний между горелочными отверстиями на отрыв пламени и беглость огня при зажигании устанавливалась определенная тепловая нагрузка. При отсутствии первичного воздуха ( $\alpha' = 0$ ) определялись беглость огня, высота и количество отдельных и сливающихся факелов.

Далее количество первичного воздуха увеличивалось до появления ядра и наступления отрыва, при этом фиксировалось число горящих факелов, а также максимальные расстояния между отверстиями, при которых наблюдается беглость огня, при избытках воздуха  $\alpha' = 0,2; 0,4; 0,6$ . При этих же избытках воздуха определялись минимальные расстояния, при которых языки пламени не сливаются.

М. Т. Богородская получила важные зависимости изменения изучаемых величин от определяющих режимных и конструктивных параметров.

На рис. 2. 14 и 2. 15 для единичного отверстия диаметром 4 мм приведены кривые, характеризующие значения отрыва  $\alpha_{отр}$  и проскока  $\alpha_{пр}$  пламени для сланцевого и природного газов. На этих графиках по оси абсцисс отложена тепловая нагрузка  $B$  в ккал/м<sup>2</sup> · ч,

по оси ординат — количество первичного воздуха в долях от теоретически необходимого количества для горения  $\alpha'$ .

Для сланцевого газа при тепловой нагрузке  $Q/f_{огн} = 4 \times 10^6$  ккал/м<sup>2</sup> · ч избыток воздуха при отрыве пламени  $\alpha_{отр} = 1,02$ , а при тепловой нагрузке  $18 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>2</sup> · ч  $\alpha_{отр} = 0,62$ ; при диаметре отверстия 4 мм проскок пламени наступает при избытке воздуха  $\alpha_{пр} = 0,8$  и нагрузке  $0,6 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>2</sup> · ч, а для природного газа  $\alpha_{пр} = 0,9$  при меньшей нагрузке.

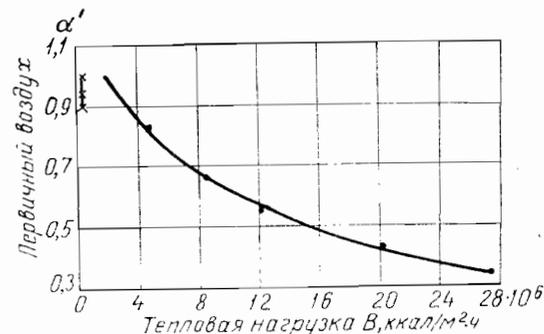


Рис. 2. 15. Кривые отрыва  $\alpha_{отр}$  и проскока  $\alpha_{пр}$  пламени природного газа.

(Диаметр отверстия 4 мм, глубина 3 мм.)

Для получения зависимости пределов отрыва пламени для отверстия определенного диаметра от теплотворности строились совмещенные графики. На рис. 2. 16 приведены кривые отрыва для различных газов при диаметре отверстия 4 мм.

Из этих графиков видно, что предел отрыва пламени уменьшается от сланцевого газа к природному, имеющему меньшую скорость распространения пламени.

Таблица 2. 4

Зависимость пределов отрыва пламени ( $\alpha_{отр}$ ) от диаметра отверстия и вида газа при тепловой нагрузке  $B = 10 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>2</sup> · ч

Диаметр отверстия, мм	Содержание первичного воздуха при отрыве пламени			
	в сланцевом газе	в смеси		в природном газе
		6000 ккал/м <sup>3</sup>	7500 ккал/м <sup>3</sup>	
1	0,47	—	—	—
2	0,68	0,55	0,52	0,47
3	0,75	0,68	0,64	0,60
4	0,79	0,70	0,65	0,62
6	0,87	0,71	0,65	0,62

С увеличением диаметра отверстия предел отрыва пламени повышается. Для того чтобы судить о зависимости пределов отрыва пламени различных газов от диаметра отверстия, в работе, [20] приводятся данные, сведенные в табл. 2. 4.

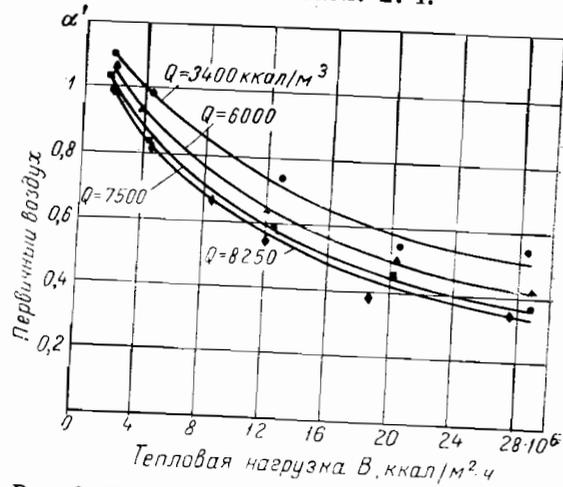


Рис. 2. 16. Кривые отрыва пламени сланцевого газа, природного газа и смесей этих газов с низшей теплотой сгорания 6000 и 7500 ккал/м<sup>3</sup>. (Диаметр отверстия 4 мм, глубина 3 мм.)

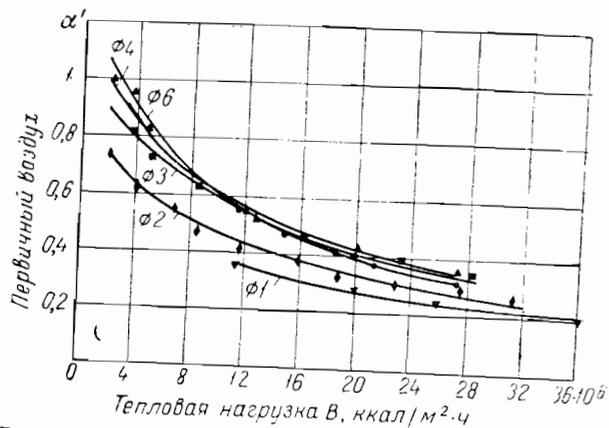


Рис. 2. 17. Кривые отрыва пламени природного газа для различных диаметров отверстий. (Диаметры отверстий 1, 2, 3, 4, 6 мм, глубина отверстия 3 мм.)

На рис. 2.17 приведены кривые отрыва пламени природного газа для различных диаметров отверстий; чем больше диаметр отверстия, тем выше предел отрыва пламени. При значениях тепловых нагрузок от  $10 \cdot 10^6$  до  $30 \cdot 10^6$  практически можно провести единую

кривую для отверстий диаметром от 3 до 6 мм. Эти исследования показывают таким образом, что при значениях коэффициента  $\alpha'$  от 0,6 до 0,3 при широком изменении тепловой нагрузки пределы отрыва пламени не зависят от диаметра отверстий.

Результаты исследований [20] показали, что пределы отрыва пламени повышаются с увеличением глубины отверстий до 13 мм. Дальнейшее увеличение глубины не дает заметного повышения пределов отрыва пламени. Эта зависимость для исследованных диаметров и глубины отверстий в работе [20] выражена приближенной формулой

$$\alpha_\delta = \alpha_3 + 0,003(\delta - 3), \quad (2.12)$$

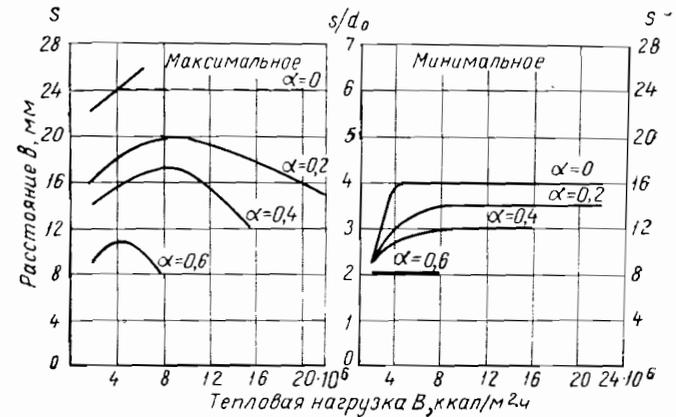


Рис. 2. 18. Расстояния  $s$  между осями горелочных отверстий в миллиметрах и в безразмерных единицах  $s/d_0$  (максимальные, обеспечивающие беглость огня при зажигании, и минимальные, обеспечивающие отсутствие слияния факелов).

(Диаметр отверстия 4 мм, глубина 3 мм.)

где  $\alpha_\delta$  — предел отрыва пламени при глубине отверстия, равной  $\delta$ ;  $\alpha_3$  — предел отрыва пламени при глубине отверстия 3 мм;  $\delta$  — глубина горелочного отверстия.

Исследования показали, что число рядов отверстий на пределы отрыва пламени не влияет, если расстояние между рядами обеспечивает отсутствие слияния факелов.

Максимальные расстояния, обеспечивающие беглость огня при зажигании, и минимальные, обеспечивающие отсутствие слияния факелов для горелочного отверстия диаметром 4 мм, приведены на рис. 2. 18. Графики построены по усредненным данным.

На левом графике видно, что беглость огня в значительной мере зависит от процентного содержания первичного воздуха, например при тепловой нагрузке  $6 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>2</sup> · ч и при избытке воздуха  $\alpha' = 0$  предельное расстояние, при котором наблюдается беглость



огня, равно 24 мм ( $s/d_0 = 6,0$ ), при  $\alpha' = 0,2$  — соответственно 19 мм ( $s/d_0 = 4,75$ ) и при  $\alpha' = 0,6$  — 10 мм ( $s/d_0 = 2,5$ ).

На правом графике также обращает на себя внимание зависимость минимальных расстояний, обеспечивающих отсутствие слияния факелов, от процентного содержания первичного воздуха, например при том же значении тепловой нагрузки  $6 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>2</sup> · ч и при избытке воздуха  $\alpha' = 0$  это минимальное расстояние между отверстиями  $s = 16$  мм ( $s/d_0 = 4$ ), при  $\alpha' = 0,2$   $s = 13,5$  мм ( $s/d_0 = 3,4$ ) и при  $\alpha' = 0,6$   $s = 8$  мм ( $s/d_0 = 2$ ). С увеличением процентного содержания первичного воздуха (рис. 2.18) снижаются максимальные и минимальные расстояния между отверстиями, а с уве-

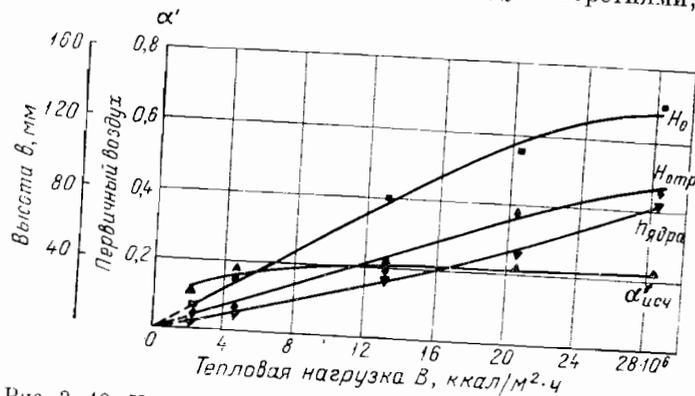


Рис. 2.19. Изменение высоты ядра и видимого факела в зависимости от тепловой нагрузки.

$h_{\text{ядра}}$  — высота ядра;  $H_0$  — высота диффузионного факела ( $\alpha' = 0$ );  $H_{\text{отр}}$  — высота факела перед отрывом;  $\alpha'_{\text{исч}}$  — избыток воздуха при исчезновении желтизны пламени.

личием нагрузки максимальные расстояния уменьшаются (при данном значении  $\alpha' \leq 0,2 \div 0,6$ ), а минимальные остаются постоянными. Это показывает, что с увеличением тепловой нагрузки практически придется принимать одно единственное значение (при данном значении  $\alpha'$ ), определяемое удобнее всего по правому графику (на прямых участках).

На рис. 2.19 нанесены кривые изменения высот пламени при диффузионном горении  $H_0$ , кривые высот пламени перед отрывом  $H_{\text{отр}}$  и высота ядра  $h_{\text{ядра}}$  в зависимости от величины тепловой нагрузки для горелочных отверстий диаметрами 1, 2, 3, 4 и 6 мм. На этом же графике нанесена кривая избытка воздуха при исчезновении желтизны пламени  $\alpha'_{\text{исч}}$ . По ним можно установить характер горения. Выше кривой  $\alpha'_{\text{исч}}$  пламя не имеет желтизны.

Верхняя кривая на рис. 2.19, характеризующая высоту диффузионного пламени, имеет непосредственное отношение к расчету диффузионных горелок, она же является пограничной кривой высот

пламени исследованных атмосферных горелок при  $\alpha' = 0$ . Кривая, характеризующая высоту ядра,  $h_{\text{ядра}}$  связана с коэффициентом первичного воздуха, который и обеспечивает частичное выгорание газа в ядре факела (на поверхности внутреннего конуса). Чем больше доля первичного воздуха, тем большее количество газа сгорает в ядре факела и тем, следовательно, больше высота ядра  $h_{\text{ядра}}$ . Такой же вывод можно сделать из других соображений: высота ядра  $h_{\text{ядра}}$  зависит от скорости движения газовой смеси и скорости распространения пламени; чем больше скорость распространения пламени, тем меньше высота ядра и, наоборот, чем больше скорость движения газовой смеси, тем больше высота ядра.

Но так как большей доли первичного воздуха соответствует и большая скорость движения газовой смеси, то, следовательно, будет больше и высота ядра  $h_{\text{ядра}}$ .

Область, заключенная между наружным и внутренним конусами (ядром), содержит продукты горения и газ, не участвовавший в горении ядра пламени. Скорость выгорания оставшейся части газа в основном зависит от скорости перемешивания со вторичным воздухом, в данном случае от скорости молекулярной диффузии.

Кривая  $\alpha'_{\text{исч}}$  на рис. 2.19 показывает, что при всех испытанных тепловых нагрузках для значений  $\alpha' > 0,2$  пламя не имеет желтизны и, следовательно, обеспечены условия удовлетворительного сжигания.

Рассмотрим некоторые конструкции атмосферных горелок, разработанные различными проектными организациями.

Для установки в топках секционных котлов Стреля и Стрелея, а также для тепловых агрегатов с удлиненными топками применяют горелки, изображенные на рис. 2.20 и 2.21. Конструктивно все модификации выполнены одинаково и различаются только размерами, определяющимися их теплопроизводительностью. Горелки рис. 2.21 устанавливают в топках, имеющих высоту не менее 600—900 мм.

Горелки стальные, сварные, работают достаточно устойчиво в принятом диапазоне давления газа 25—75 мм вод. ст. Коэффициент инжекции горелки низкий ( $\alpha' = 0,2 \div 0,3$ ), в связи с этим при номинальной нагрузке факел имеет высоту 0,3—0,6 м [45]. Теплопроизводительность горелок 20 400—54 000 ккал/ч.

Расчетные характеристики горелок, как показала их эксплуатация, близки к действительным при низком давлении газа  $p_{\text{г}}^{\text{ном}} = 50$  мм вод. ст. Расчетные параметры, исходя из среднего состава московского городского газа: теплотворность  $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 6000$  ккал/м<sup>3</sup>; удельный вес при 0° С и 760 мм вод. ст.  $\gamma_2 = 0,6$  кг/м<sup>3</sup>; теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 м<sup>3</sup> газа,  $L = 6,7$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Горелки, приведенные на рис. 2.21, изготавливаются на Московском газовом заводе.

Для установки в топке специализированного котла «Луч» (ВНИИСТО), а также в топках других тепловых агрегатов приме-

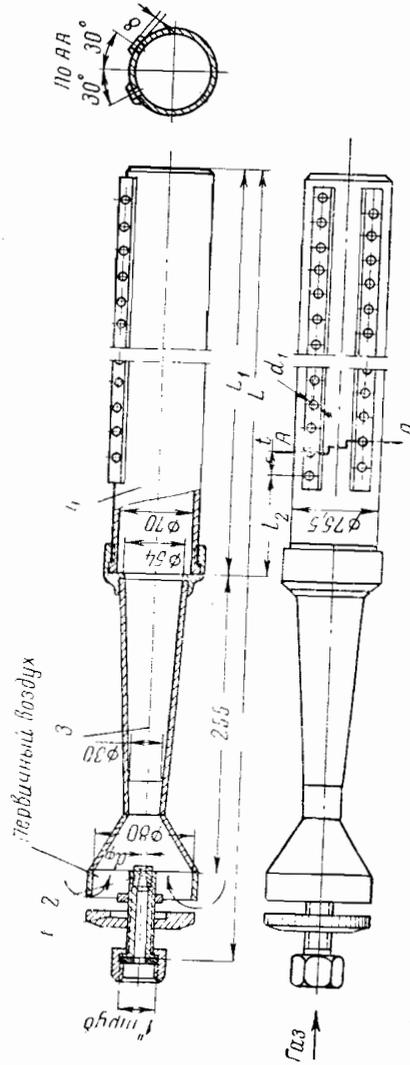


Рис. 2. 20. Атмосферная горелка (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 20 400—30 000 ккал/ч.

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — смеситель; 4 — насадка с двумя рядами отверстий.

яются чугунные горелки, приведенные на рис. 2. 22. Теплопроизводительность горелки 21 700 ккал/ч и работает она достаточно устойчиво. Диапазон регулирования горелки по давлению газа находится в пределах от 3 до 140 мм вод. ст. Подсос первичного воздуха атмосферной горелкой удовлетворительный ( $\alpha' = 0,4$ ). Факелы горелок имеют высоту около 200 мм и равномерно распределены по площади насадки. Горелка достаточно компактна и является лучшей среди горелок данного типа [32]. Смеситель горелки изогнут на 90° и имеет специальный прилив для крепления всей горелки и конус для крепления головки горелки; чугунную насадку с приливами, расположенными в два ряда. В приливах имеется 186 круглых от-

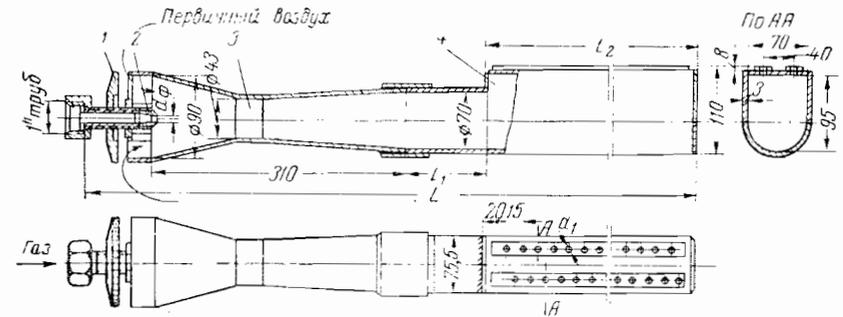


Рис. 2. 21. Атмосферная горелка (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 39 000—54 000 ккал/ч.

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — смеситель; 4 — насадка с двумя рядами отверстий.

верстий диаметром 4 мм с суммарной площадью 23,3 см<sup>2</sup> для выхода газозвушной смеси. Для лучшего подвода вторичного воздуха к факелу в середине насадки имеется щель.

Горелка (рис. 2. 22) может быть установлена как одна, так и в большем количестве, при этом высота точки должна быть не менее 450 мм; изготавливается в Москве на заводе им. Войкова.

Для установки в точке квартирного отопительного котла ВНИИСТО-М<sub>ч</sub> (5 секций) применяется горелка, изображенная на рис. 2. 23. Эта горелка применяется и в других тепловых аппаратах с топкой небольшого размера по площади и высоте. Теплопроизводительность горелки 18 000 ккал/ч. Горелка чугунная, проста и надежна в эксплуатации, легко монтируется, работает устойчиво в требуемом диапазоне давлений. Насадка горелки имеет плоскую прямоугольную форму в виде рамки, позволяющей равномерно распределить тепло по площади топочного пространства. Зазоры внутри рамки обеспечивают двусторонний подвод вторичного воздуха по рядам выходных отверстий. Степень подсоса первичного воздуха атмосферной горелкой этого типа  $\alpha' = 0,4$ . При нормальной тепловой нагрузке на смешанном газе  $Q_n^p = 6000$  ккал/м<sup>3</sup> длина факелов пламени равна 100 мм. Горелка изготавливается Трестом производственных

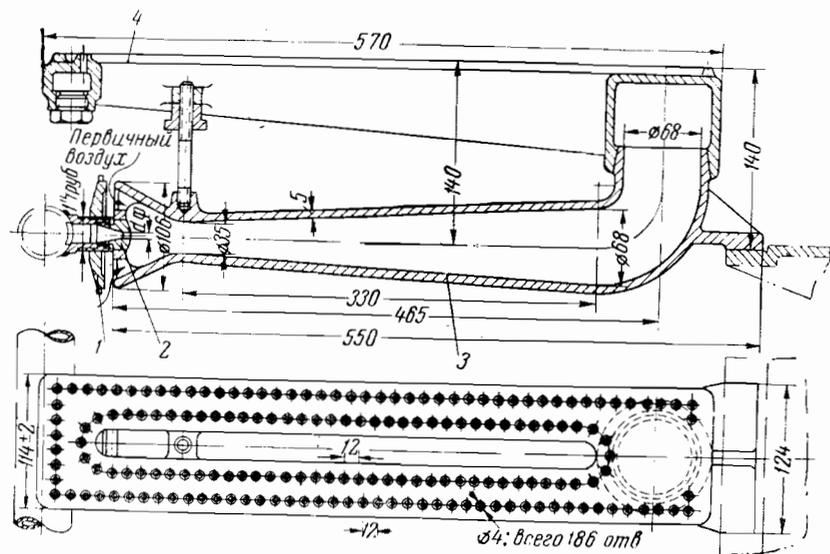


Рис. 2. 22. Атмосферная горелка (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 21 700 ккал/ч.

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — смеситель; 4 — насадка.

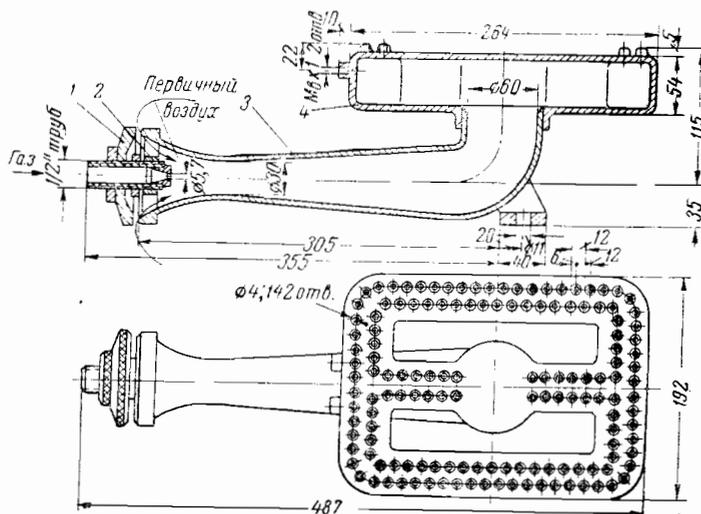


Рис. 2. 23. Атмосферная горелка (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 18 000 ккал/ч.

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — смеситель; 4 — насадка.

предприятий Московского жилищного управления. При другом количестве секций в котле ВНИИСТО-М<sub>4</sub> применяются горелки аналогичной конструкции, но других размеров.

Для установки в тепловых аппаратах, имеющих удлиненную форму, применяется горелка ИГ-1-00, изображенная на рис. 2. 24. Смеситель горелки изготавливается из чугуна в виде трубки Вентури. Диффузор смесителя заканчивается резьбой, на которую навинчивается насадка из стальной трубы, заглушенная с одного конца. По образующим насадки горелки имеются две параллельно расположенные полости толщиной 6 мм, через которые проходят отверстия для выхода газовоздушной смеси. Эти ряды отверстий расположены под углом 60°.

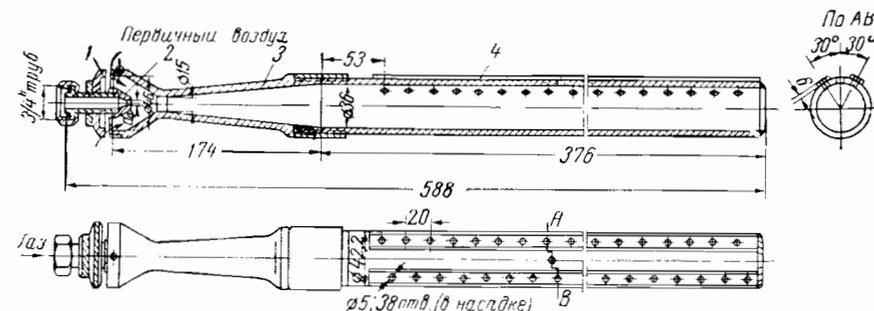


Рис. 2. 24. Атмосферная горелка (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 9000 ккал/ч.

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — смеситель; 4 — насадка.

При установке в топочном пространстве одновременно нескольких горелок между насадками необходимо оставлять зазор в 20—30 мм, пламя легко распространяется не только вдоль насадки горелок, но и от одной горелки к другой.

Для установки в автоматическом газовом водонагревателе АГВ-80, используемом для местного отопления, применяется горелка ВТ-1-80-00, изображенная на рис. 2. 25. Теплопроизводительность горелки 6000 ккал/ч. Степень подсоса первичного воздуха  $\alpha' = 0,4$ . Горелка работает устойчиво в диапазоне давлений от 10 до 120 мм вод. ст. Факелы пламени горелок имеют высоту 60—80 мм.

Горелка чугунная. Смеситель представляет собой согнутую под углом 90° трубку Вентури. На диффузор смесителя насаживается чугунная насадка с 84 отверстиями диаметром 3,5 мм.

У водонагревателей АГВ-80, выпущенных до 1958 г., сопло горелки снабжено регулировочной иглой для облегчения настройки горелки при изменении теплотворности газа. В связи с большой стабилизацией теплотворности и давления газа сопло горелки имеет диаметр 2,7 мм без регулировочной иглы. Горелки ВТ-1-80-00 изготавливаются на заводе Треста производственных предприятий Московского жилищного управления.

Для зажигания газа в горелочных устройствах различных конструкций применяется переносная запальная инжекционная горелка (ЗИА-100), изображенная на рис. 2. 26. Горелка, применяемая

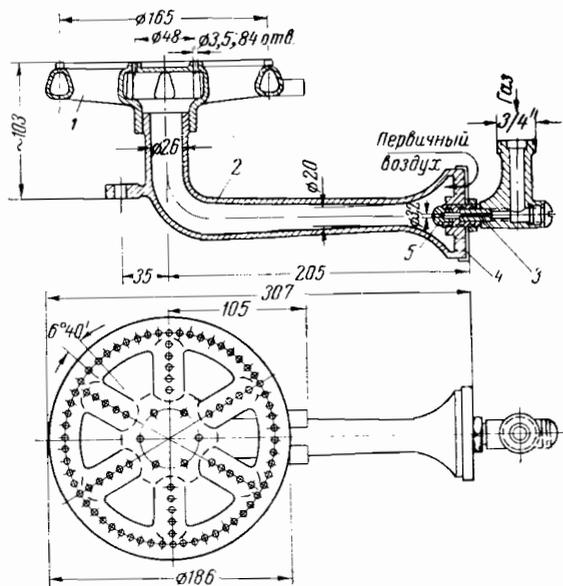


Рис. 2. 25. Атмосферная горелка (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 6000 ккал/ч.

1 — насадка; 2 — смеситель; 3 — регулировочная игла; 4 — регулятор воздуха; 5 — сопло.

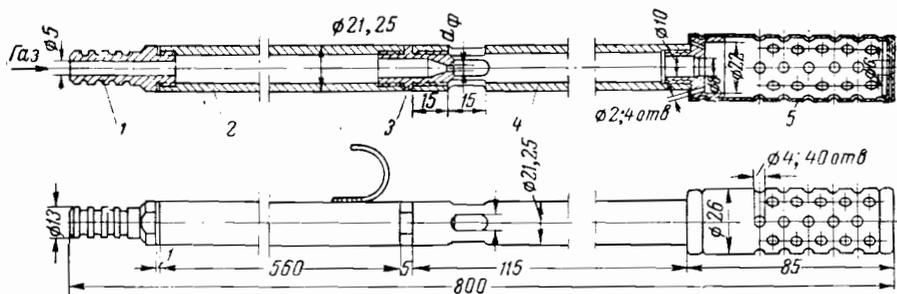


Рис. 2. 26. Запальная инжекционная горелка среднего давления газа теплопроизводительностью 2000 ккал/ч.

1 — штуцер; 2 — рукоятка; 3 — сопло; 4 — смеситель; 5 — насадка. (Для низкого давления  $d_0 = 2$  мм, для среднего давления  $d_0 = 1$  мм).

для газа низкого давления, имеет диаметр сопла 2 мм, для газа среднего давления 1 мм (это не типичная атмосферная горелка, так как  $\alpha < 1$ ). В зависимости от диаметра сопла горелка устойчиво

работает в интервале изменения давления газа от 10 до 5000 мм вод. ст. Теплопроизводительность горелки  $\sim 2000$  ккал/ч.

Запальная горелка изготавливается на Московском газовом заводе. На рис. 2. 27 приведены три типа атмосферной горелки (инжекционной низкого давления газа) теплопроизводительностью 7000—83 000 ккал/ч, разработанные Ленинградским государственным проектным институтом инженерных сооружений (Ленгипроинжпроект).

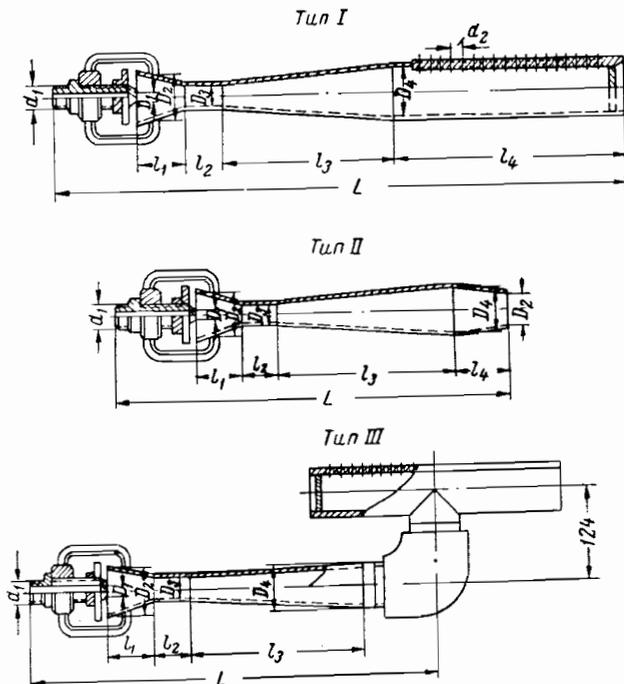


Рис. 2. 27. Атмосферная горелка (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 7000—83 000 ккал/ч системы Ленгипроинжпроекта.

Горелки рассчитаны на газ теплотворностью 8400 и 9800 ккал/м<sup>3</sup>. Необходимое давление газа для их работы 80—150 мм вод. ст. Степень подсоса первичного воздуха высокая ( $\alpha' = 0,6$ ). Тепловая нагрузка отверстий насадки составляет от 900 до 1400 ккал/ч · см<sup>2</sup>.

Смеситель горелки сварной из стали с длиной горловины от 1,2 до 1,4 диаметра. Огневые насадки изготовлены из стали и бывают двух видов: трубчатые с большим числом мелких отверстий и факельным наконечником, имеющим одно отверстие. Отношение площади выходного отверстия смесителя к площади отверстий огневой насадки в горелках составляет от 1,5 до 2. Для уменьшения проскоков пламени глубина отверстий составляет не менее двух диаметров отверстия.

Горелки выполняются трех типов (см. рис. 2. 27): с прямой, однофакельной и Т-образной горелочными насадками.

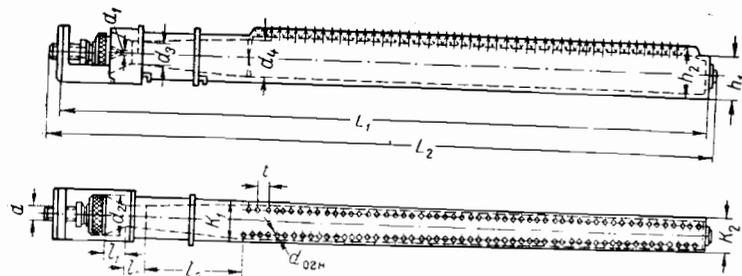


Рис. 2. 28. Атмосферная горелка (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 68 000—84 000 ккал/ч (тип ОП-184) системы Киевгазпроекта.

Атмосферные горелки Киевгазпроекта (рис. 2. 28) рассчитаны на сжигание природного газа. На этом рисунке приведена атмосферная горелка теплопроизводительностью 68 000—84 000 ккал/ч (производительностью 8—10 м<sup>3</sup>/ч).

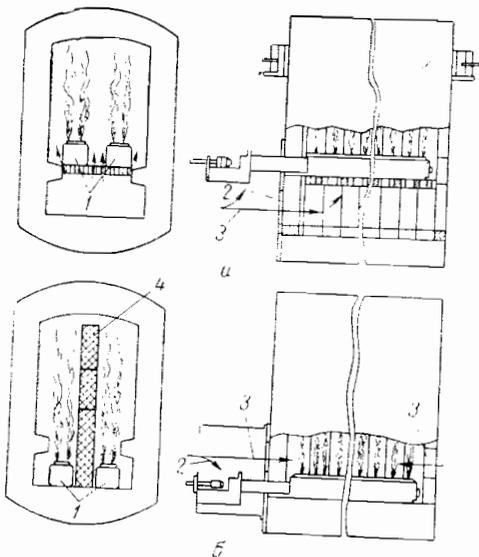


Рис. 2. 29. Схемы установки атмосферных горелок в отопительных котлах. а — на колосниковой решетке; б — в поддувале (инжектор горелки помещен в короб, между горелками находится излучатель — стенка из шамотного кирпича). 1 — горелки; 2 — первичный воздух; 3 — вторичный воздух; 4 — излучатель.

исследованиям И. Я. Сигала [129] подсос первичного воздуха  $\alpha' = 0,28 \div 0,3$ . При установке горелок в топке за счет разрежения

в области огневой насадки степень подсоса может возрастать до 0,4—0,5 и несколько выше [132].

Изменение степени подсоса первичного воздуха горелкой типа ОП-184 показано на рис. 2. 30. При возрастании  $\alpha'$  горелки работают неустойчиво. В результате исследований, проведенных А. М. Левиным и И. Я. Сигалом [85], получена зависимость степени подсоса первичного воздуха  $\alpha'$  от разрежения в топке:

$$(\alpha' + C)^2 = a + b \frac{\Delta H}{P_1}, \quad (2.13)$$

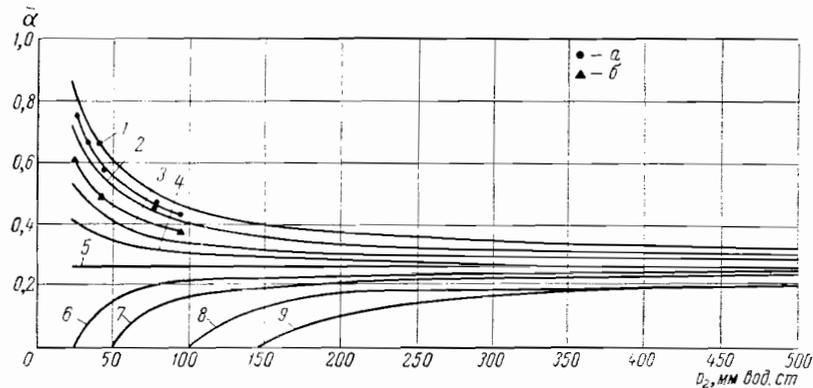


Рис. 2. 30. Изменение степени подсоса первичного воздуха атмосферной горелкой для отопительных котлов в зависимости от давления газа и разрежения в топке.

Экспериментальные данные: а — при разрежении в топке 2,5—2,8 мм вод. ст.; б — при разрежении в топке 1,6 мм вод. ст. Расчетные данные: 1, 2, 3, 4 — при разрежении в топке соответственно 3, 2, 1 и 0,5 мм вод. ст.; 6, 7, 8, 9 — при подпоре в топке соответственно 0,5, 1, 2 и 3 мм вод. ст.; 5 — при размещении инжектора в коробе и любом разрежении в топке.

где  $C$  — постоянная, зависящая от физических свойств газа;  $a$  и  $b$  — постоянные, зависящие от физических свойств газа, а также от гидравлического сопротивления и соотношения геометрических размеров данной горелки;  $\Delta H$  — разность между давлением воздуха у инжектора и давлением в топке; если давление воздуха перед смесителем равно атмосферному, то  $\Delta H$  равно разрежению в топке;  $P_1$  — избыточное давление газа перед соплом;

$$C = \frac{n+1}{2nL_0}, \quad (2.14)$$

где  $n = \gamma_B/\gamma_G$  — отношение удельного веса воздуха к удельному весу газа;  $L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для полного сжигания газа в м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Для природного газа Дашавского и Ставропольского месторождений постоянная  $C = 0,083$  и, следовательно,

$$(\alpha' + 0,083)^2 = a + b \frac{\Delta H}{P_1}. \quad (2.15)$$

Из уравнения видно, что степень подсоса воздуха зависит от отношения разрежения в топке к давлению газа. Это указывает, каким путем можно исключить возможность изменения степени подсоса первичного воздуха. При использовании атмосферных горелок применяют иногда прерыватель тяги, который соединяет дымоход за котлом с атмосферой.

При работе атмосферных горелок в топках котлов, не имеющих прерывателей тяги, для обеспечения устойчивого горения необходимо равенство давлений среды у инжектора и у огневой насадки горелки. Для обеспечения устойчивой работы горелок следует располагать инжектор внутри короба, сообщенного с топочным или поддувальным пространством котла (рис. 2. 29, б).

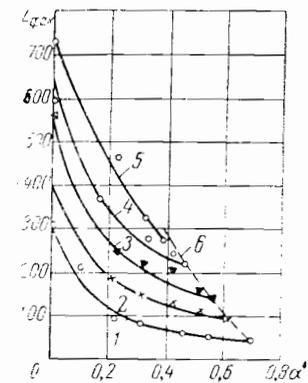


Рис. 2. 31. Видимая высота факела пламени атмосферной горелки для котлов. Расход газа в  $\text{м}^3/\text{ч}$ :  
1 — 2,6; 2 — 4,0; 3 — 5,4;  
4 — 7,0; 5 — 8,4; 6 — предел срыва пламени.

Значения видимой высоты пламени горелки типа Оп-184 при различной ее производительности приведены на рис. 2. 31 [132]. Вследствие недостаточной высоты топки в котлах типа Стреля и Стрелея (от 320 до 650 мм) факел пламени горелок касается холодного свода котла; в продуктах сгорания в значительном количестве появляются окись углерода и метан. При размещении горелок в поддувале котла (рис. 2. 29, б) уменьшается присос воздуха (обеспечивается устойчивость горения), увеличивается расстояние от огневой насадки до холодной поверхности нагрева и снижаются потери тепла от химической неполноты сгорания. При проведении первичной наладки процесса горения и осуществлении простейших мероприятий по подводу воздуха

к горелкам к. п. д. котла по данным работы [132] возрастает, а  $q_3$  снижается до 0,5—2%.

Для повышения к. п. д. мелких отопительных котлов необходимо снабдить горелки автоматикой, например разработанной Институтом использования газа АН УССР и изготавливаемой киевским заводом «Газприбор».

Сварная атмосферная горелка системы Укрпипрогорпромгаза Оп-0020 (рис. 2. 32) применяется для перевода на газ котлов теплопроизводительностью до 300 000 ккал/ч. Степень подсоса первичного воздуха горелкой  $\alpha' = 0,25 \div 0,28$ . Они работают удовлетворительно, если факел в топке имеет свободное развитие, в низких топках развивается высокая температура на поверхности горелок и они часто выгорают.

В топках чугунных секционных котлов обычно устанавливается блок из 3—4 горелок с комплектом автоматики. Различные конструкции горелок такого типа разработаны Мосгазпроектом и из-

готавливаются московским заводом «Газаппарат» (например, блоки из двух горелок ПР-258-00, ПР-259-00, ОГП-1-00).

На рис. 2. 33 приведена атмосферная горелка ОГП-1-00 (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 90 000 ккал/ч в виде блока из трех горелок, монтируемых на фронтальной плите.

В поддувало отопительного котла обычно устанавливается 2—3 блока. Для направления вторичного воздуха к факелу каждая горелка устанавливается внутри трубы большего диаметра.

Вторичный воздух подается через кольцевой зазор между смесителем горелки и трубой. Напротив горелок на расстоянии 500—600 мм от них устанавливается горка из шамотного кирпича, способствующая стабилизации пламени и дожиганию продуктов неполного сгорания. Для уменьшения высоты факелов пламени в котлах с низкими

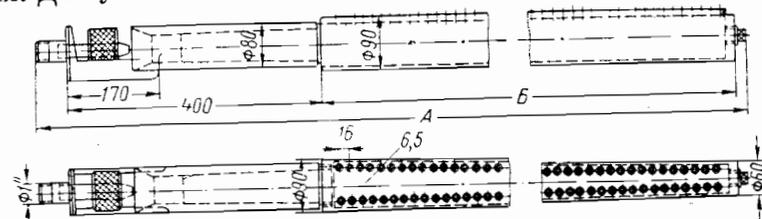


Рис. 2. 32. Атмосферная горелка типа Оп-0020 системы Укрпипрогорпромгаза (сварная конструкция для отопительных котлов).

топками необходимо увеличить коэффициент первичного воздуха  $\alpha'$ . Атмосферные горелки при сжигании природного газа с  $\alpha' > 0,7$  работают в области вероятности проскока пламени. Чтобы избежать этого, на огневой насадке делают много мелких отверстий, диаметр которых равен критическому или меньше его. Этот диаметр для природного газа равен 1,8 мм. Численное значение критического диаметра для различных горючих смесей неодинаково; оно больше для смесей, которым свойственна малая скорость распространения пламени, и меньше для быстро горящих смесей.

И. Я. Сигал [132] использовал этот принцип для создания технического газогорелочного устройства промышленных установок. Горелка с отверстиями, диаметр которых не превышает критического, приведена на рис. 2. 34. Сопловой аппарат представляет собой трубу диаметром  $1/2''$  с рядом отверстий — сопел — диаметром от 0,7 до 2 мм. Смесители изготавливаются прямоугольные или в виде плоской трубки Вентури, огневая насадка выполняется в виде металлической решетки с отверстиями диаметром 1,8 мм, расположенными с шагом 2,3 мм.

Однако И. Я. Сигал отмечает, что работа таких горелок на газе низкого давления (в условиях изменения  $\alpha'$  от 0,55 до 0,85) неудовлетворительна. Так как газозвоздушная смесь на выходе из огневых отверстий горелки имеет малую скорость, горение происходит вблизи

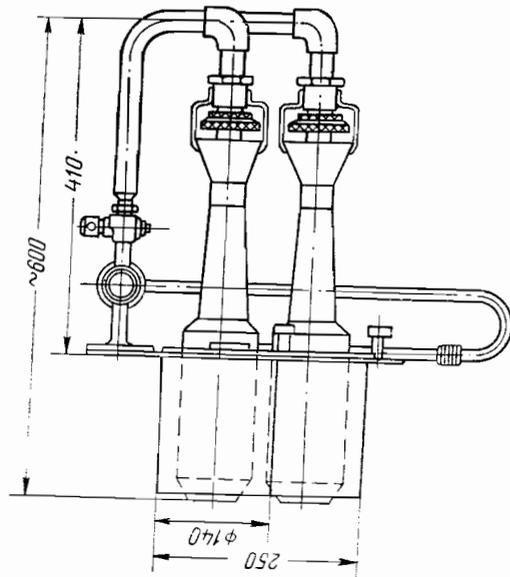
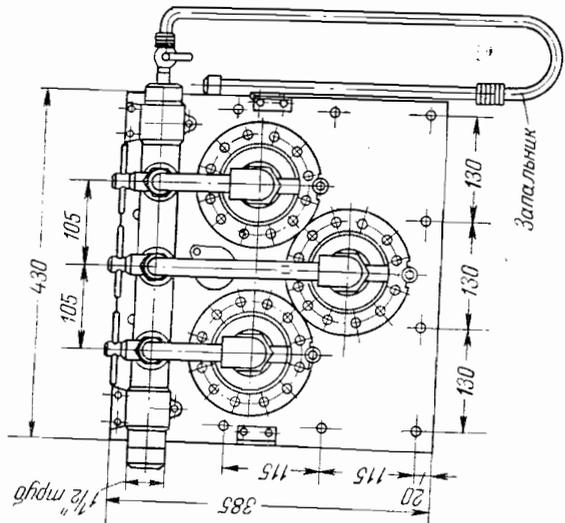


Рис. 2. 33. Атмосферная горелка типа ОГП-1-00 (инжекционная низкого давления газа) теплопроизводительностью 90 000 ккал/ч.



поверхности металла, что приводит к значительному прогреву огневой насадки горелки. Доступ вторичного воздуха к слившимся факелам пламени затруднен из-за малого расстояния между отверстиями. При значительной ширине огневой насадки эти горелки имеют вытянутый факел и теряются все преимущества дробления газа на струи. Недостатки этой конструкции горелки вызваны неудовлетворительными условиями смешения факелов с воздухом.

Преимущества атмосферных горелок — простота устройства и регулирования расхода газа.

Недостатки атмосферных горелок:

а) при обычной установке горелок в топке котлов они не обеспечивают устойчивого горения и очень чувствительны к изменениям давления газа у сопла и разрежения в топке;

б) в топках, оборудованных атмосферными горелками, не удается осуществлять режим горения с коэффициентом избытка воздуха меньше 1,3—1,4, что приводит к невысоким к. п. д. установок.

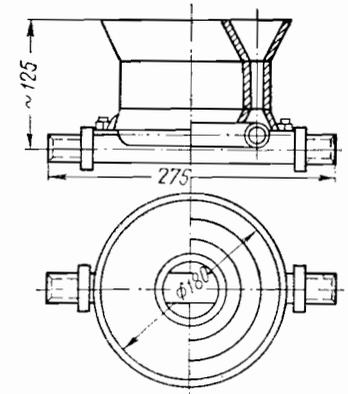


Рис. 2. 34. Многосопловая горелка с сетчатой огневой насадкой.

## ИНЖЕКЦИОННЫЕ ГОРЕЛКИ

Инжекционные горелки могут быть односопловые и многосопловые, круглые и плоские, с одноступенчатым, двухступенчатым и трехступенчатым смесителями.

В отличие от атмосферных горелок (инжекционных горелок низкого давления) инжекционные горелки среднего и высокого давления являются горелками полного смешения, за исключением некоторых конструкций.

Инжекционные горелки по сравнению с горелками неполного предварительного смешения газа с воздухом обеспечивают полное сгорание газа при минимальном избытке воздуха с более высокой температурой.

При сжигании предварительно перемешанной горючей смеси в туннелях достигаются довольно высокие теплонпряжения их объемов порядка 10—50 млн. ккал/м<sup>3</sup> . ч.

Наибольшее распространение получили одноступенчатые инжекционные горелки — весь воздух для горения подсасывается в один прием. В двухступенчатых весь воздух для горения подсасывается в два приема. В первой ступени обычно засасывается такое количество воздуха, чтобы полученная смесь была негорючей (для природного газа это соответствует содержанию воздуха в смеси с газом ниже 84,5%). Во втором сопле негорючая смесь уже засасывает осталь-

ной воздух, необходимый для горения, и перемешивается с ним. По компактности двухступенчатые смесители уступают одноступенчатым, и для сжигания природного газа они не получили распространения.

Эжекция может осуществляться тремя способами: эжекция всего воздуха газом, части воздуха газом и газа воздухом. В так называемых инжекционных горелках используется первый способ, в то время как в атмосферных — второй. Третий способ используется реже всего. Работа горелок с подсосом всего воздуха газом требует среднего давления газа, причем нет необходимости в дополнительных регуляторах для поддержания на заданном уровне пропорции между газом и воздухом.

Инжекционные горелки имеют недостаточную глубину регулирования их производительности, трудность работы на подогретом за счет рекуперации тепла отходящих газов воздухе, большую длину смесителей, препятствующую созданию горелок большой единичной теплопроизводительности, и шум, производимый работающими горелками, в особенности при высоком давлении газа, травмирующий обслуживающий персонал.

Под глубиной регулирования понимается отношение максимальной производительности горелки, определяемой максимальным давлением газа, к минимальной производительности ее, при которой пламя еще не проскакивает в горелку.

Инжекционные горелки имеют конструкцию смесительного устройства, аналогичную горелкам атмосферного типа, но более совершенной формы. Конструкция огневой насадки у инжекционных горелок (в отличие от горелок атмосферного типа) имеет форму конфузора и во многих конструкциях плотно примыкает к огнеупорному туннелю или непосредственно к камере горения.

В некоторых конструкциях инжекционных горелок (без туннеля) в горелочной насадке круглого или квадратного сечения установлены различной формы стабилизаторы, обеспечивающие надежное поджигание газозвушной смеси, устойчивость горения и защиту от проскока пламени в инжектор (от обратного удара).

Отсутствие практически факела пламени в инжекционных горелках сужает область их применения по сравнению с горелками, обладающими факелом регулируемой длины. Эти горелки труднее использовать в крупных печах, требующих равномерного обогрева материала по длине; приходится устанавливать несколько горелок по длине печи.

Инжекционные горелки применяются в паровых котлах небольшой производительности (до 8 т пара в час), в печах различных типов, сушилах и других тепловых агрегатах, использующих газообразное топливо. Разработкой конструкций инжекционных горелок занимаются Стальпроект, Мосгазпроект, Ленгипроинжпроект, ВНИПИ Теплопроект, ВНИИМТ, ВНИИТ, Киевгазпроект, Гипронгаз, ИИГ АН УССР и другие институты.

Массовое распространение на промышленных печах получили инжекционные горелки Стальпроекта, приведенные на рис. 2. 35 и 2. 36. Эти горелки выпускаются 14 размеров с диаметром подводящего газопровода от  $3/4$  до 4" и длиной смесителей горелок от 380 до 2100 мм. Они рассчитаны для работы как на коксовом газе с калорийностью 4000 ккал/м<sup>3</sup>, так и на природном газе с калорийно-

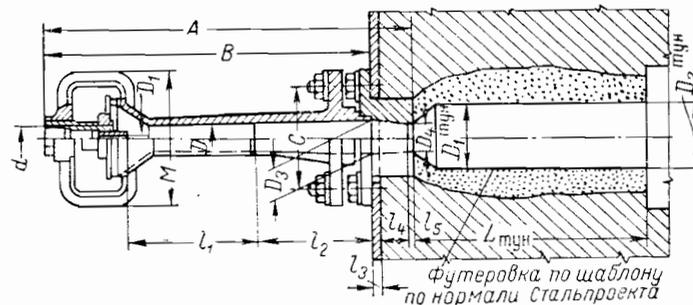


Рис. 2. 35. Инжекционная горелка Стальпроекта среднего давления газа теплопроизводительностью 29 000—86 000 ккал/ч с воздушным охлаждением.

стью 8400 ккал/м<sup>3</sup> при избыточном давлении газа примерно 0,3 ат (3000 мм вод. ст.) и 0,5 ат (5000 мм вод. ст.). Расход коксового газа в зависимости от размера горелок при давлении 0,3 ат составляет 12,6—510 м<sup>3</sup>/ч и при давлении 0,5 ат 16,2—657 м<sup>3</sup>/ч. Расход природного газа при давлении 0,3 ат составляет 3,5—136 м<sup>3</sup>/ч и при давлении 0,5 ат 4,3—173 м<sup>3</sup>/ч.

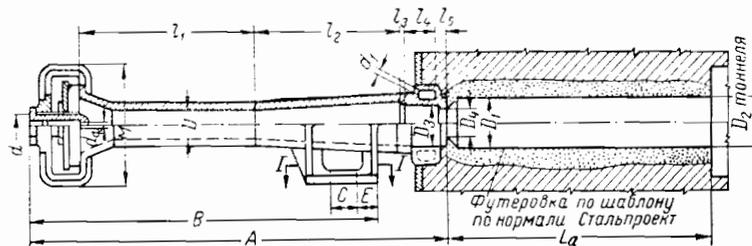


Рис. 2. 36. Инжекционная горелка Стальпроекта среднего давления газа теплопроизводительностью 114 000—1 140 000 ккал/ч с водяным охлаждением.

У горелок, работающих на коксовом газе, диаметр газового сопла изменяется от 4 до 25,6 мм в зависимости от их размера, а у горелок, рассчитанных для работы на природном газе, от 2,3 до 14,5 мм. Горелки Стальпроекта с успехом применяются и для сжигания низкокалорийных генераторных и доменных газов.

Для предотвращения проскока пламени на конце смесителя горелок Стальпроекта имеется выходной насадок, суживающийся



к концу. Он не только повышает выходную скорость газа, но, что очень важно, выравнивает поле скоростей по всему поперечному сечению, в особенности вблизи стенки. Для природных газов выходные скорости газовой смеси принимаются 10—20 м/сек и для искусственных газов 15—30 м/сек. При сжигании в горелках предварительного смешения большого калибра газов, содержащих высокий процент балласта, можно работать на сниженных скоростях истечения смеси. Например, по данным А. В. Арсеева проскок пламени при сжигании доменного газа в горелках с диаметром кратера 200 мм наблюдался при скорости истечения газовой смеси около 3 м/сек, а в горелках с диаметром кратера 500 мм при 4,2 м/сек [9].

Горелки Стальпроекта состоят из сопла, инжекционного смесителя и огнеупорного туннеля. Корпус смесителя выполнен из чугуна, газовые сопла из латуни и стали, воздушные шайбы из стали.

Горелка подсасывает весь необходимый для горения воздух. Его количество устанавливается регулирующей шайбой, находящейся перед смесителем горелки.

Горелки Стальпроекта, начиная с теплопроводности 114 000 ккал/ч (с диаметром сопла  $d_0 = 4,6$  мм) и выше, делаются с полыми стенками для охлаждения их проточной водой (см. рис. 2.36). Охлаждение головки не только предохраняет ее от воздействия высоких температур, но главным образом снижает скорость распространения пламени и препятствует проскоку пламени в горелку. Чтобы препятствовать отрыву пламени и способствовать его стабилизации, устраивается огнеупорный туннель, в котором протекает основной процесс горения. Если же туннель почему-либо устроить нельзя, то против выходного отверстия горелки устанавливается горка из шамота и реже рассекатель из огнеупорного материала.

При надлежащей длине и малых значениях диаметра кратера горение характеризуется полнотой выгорания газа на коротком пути при минимальных избытках воздуха [62].

Так как работа инжекционных горелок (полного предварительного смешения) без стабилизаторов пламени неустойчива, то нагружать горелку и подавать в нее первичный воздух в количестве, необходимом для полного сгорания газа, в момент растопки не следует до тех пор, пока туннель или рассекатель не нагреются до красного каления; на это потребуется примерно 10—20 мин. В это время горелка должна работать на малой нагрузке и с подачей меньшего количества воздуха. Остальное количество воздуха при растопке должно поступать в топку или печь за счет разрежения.

Исследования процессов горения в туннелях проводились в институтах использования газа АН УССР [52] и Энергетическом (ЭНИН) им. Г. М. Кржижановского. Опыты Н. А. Захарикова, А. М. Левина и С. Н. Лехеля [52] показали, что определяющую роль в процессе горения в туннеле играет гидродинамика потока и что лучшие результаты могут быть достигнуты при создании туннелей

с внезапным расширением газовой смеси с образованием вокруг кратера зоны рециркуляции продуктов сгорания. При этом продукты сгорания приносят свое тепло к кратеру и передают его газовой смеси. Процесс сжигания газа можно осуществлять при достаточно большой форсировке без опасения нарушить стабильность процесса горения.

В работах В. Н. Иевлева [62] и В. А. Спейшера [136, 137], выполненных под руководством Л. Н. Хитрина, ставились задачи по дальнейшему углубленному изучению физической стороны процесса в туннеле с установлением отдельных стадий процесса горения и их закономерностей, а также определению пределов устойчивости горения в зависимости от различных режимных и конструктивных параметров. Особенно ценные данные по длине зоны горения и выгоранию газа были получены в работе В. Н. Иевлева [62].

Опыты, проведенные на горелках с кратером трех различных диаметров, показали, что введение в туннель раздаточного конуса уменьшает более чем в два раза длину факела, соответственно повышает тепловое напряжение «активного объема» туннеля (сердцевинной части, в которой сосредоточено ядро горения). Лучшие показатели были получены при установке конусов, диаметр которых составлял около  $\frac{2}{3}$  диаметра кратера, на расстоянии от кратера, равном диаметру насадки [62].

Результаты исследований В. А. Спейшера [136] по определению пределов устойчивости горения смеси городского газа (московского) с воздухом в туннельной горелке небольшого калибра показаны на рис. 2.37.

По оси абсцисс отложены значения коэффициента избытка воздуха, а по оси ординат — скорость истечения газовой смеси из кратера диаметром 18 мм в туннель диаметром 48 мм. Кривые 1 и 2 характеризуют режимы, при которых наблюдалось нарушение устойчивости горения. Кривая 1 представляет собой нижний предел устойчивости и показывает, при каких значениях коэффициента избытка воздуха и скорости истечения смеси наблюдается предельная пульсация, обусловленная чрезмерной подачей воздуха в смеситель. Кривая 2 характеризует верхний предел устойчивости, а именно момент выноса пламени из туннеля вследствие недостаточного содержания воздуха в смеси. Между линиями 1 и 2 находится область устойчивых режимов.

Хотя характер кривых на рис. 2.37 показывает, что с увеличением форсировки диапазон допустимых избытков воздуха постепенно

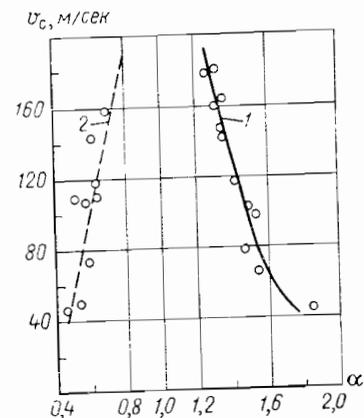


Рис. 2.37. Пределы устойчивости горения смеси московского городского газа с воздухом в туннеле диаметром  $D = 48$  мм при диаметре кратера  $d = 18$  мм.

сужается, все же видно, что область работы инжекционных горелок ( $\alpha' \approx 1,05$ ) находится в оптимальных условиях (посредине между кривыми). Устойчивое горение наблюдалось при скорости истечения смеси, доходившей даже до 260 м/сек (близкой к скорости звука); тепловое напряжение поперечного сечения туннеля доводилось при этом до 85 млн. ккал/м<sup>2</sup> . ч, что в 10—20 раз превышает форсировку туннельных горелок, применяемых в настоящее время в промышленности.

Рабочую форсировку следует выбирать из технико-экономических соображений, подсчитывая минимум суммарных затрат на сооружение установки и ее эксплуатацию.

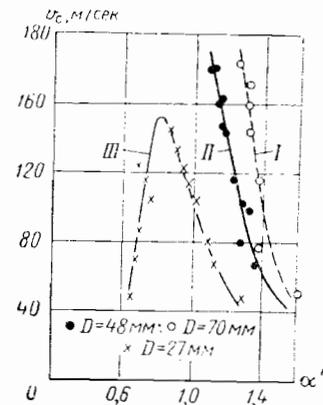


Рис. 2. 38. Пределы устойчивости горения московского городского газа при различных значениях конструктивного параметра  $D/d$ .

I —  $D/d = 3,9$ ; II —  $D/d = 2,66$ ;  
III —  $D/d = 1,5$ .

Кривые I, II и III (правая ветвь) характеризуют режимы, при которых наблюдались предельные явления, обусловленные чрезмерным избытком воздуха. Кривая II относится к обычно применяемому соотношению  $D_T/d \approx 2,66$ . Сравнение положения кривых I и II показывает, что увеличение  $D_T/d$  до 3,9 незначительно расширяет область устойчивых режимов (см. рис. 2. 38). В противоположность этому уменьшение  $D_T/d$  до 1,5 приводит (кривая III) к более резкому сужению границ. Это затруднит разжиг и поддержание устойчивого горения, особенно при сжигании сравнительно медленно горящих газов, как, например, природного. Положение еще усугубляется тем, что недостаточная подача воздуха в горелку (см. левую ветвь кривой III) также приводит к нарушению устойчивости горения.

Следовательно, в туннелях отношение  $D_T/d$  нельзя рекомендовать меньше 2,5, а длину туннеля следует принимать равной 2,4 диаметра туннеля плюс 30 мм [136]. В коротком туннеле возможен присос

газов извне (из камеры, следующей за туннелем), способный ослабить устойчивость горения, если температура подсосываемых газов недостаточно велика. Если же подсос нагретых газов не отражается заметно на устойчивости горения, то его можно даже организовать, что позволит несколько снизить температурный режим стенок огнеупорного туннеля, в особенности при сжигании газа, имеющего высокую температуру горения.

В. И. Андреев [137] исследовал влияние начального подогрева смесей на устойчивость их горения. На рис. 2. 39 показаны результаты, относящиеся к устойчивости горения метано- и водородовоздушных смесей (холодных и подогретых) в туннеле небольшого размера.

Начальный подогрев смеси значительно расширяет границы устойчивого горения, что особенно заметно в случае водородовоздушных смесей (см. кривые 1—6); границы устойчивого горения этих смесей при прочих равных условиях гораздо шире, чем у метановоздушных смесей; воздушные смеси городского газа, основными компонентами которого являются  $\text{CH}_4$  и  $\text{H}_2$ , должны занять промежуточное положение между соответствующими кривыми этих двух групп.

В результате исследований установлен характер процессов, протекающих в туннелях. Это позволяет сознательно выбирать их конструктивные размеры, что очень важно для практического использования горелок предварительного смешения.

О работе инжекционных горелок на подогретом воздухе имеются различные мнения. В технической литературе отмечалось, что для инжекции природным газом воздуха, подогретого до 400° С, потребуется повысить давление до 1,5—2,5 ат. В работе [136] отмечается, что проведенные в ЭНИИ АН СССР экспериментальные исследования работы инжекционных горелок в сочетании с рекуперативным подогревом подсосываемого воздуха не подтвердили высказанных опасений. При переводе горелки на инжекцию подогретого воздуха действительно приходится повышать давление газа по сравнению с работой на холодном воздухе. Однако даже при сжигании газа весьма высокой теплотворности (природного, нефтяного и др.) и подогреве воздуха до 300—400° С давление газа перед горелкой можно было выдерживать до 0,3—0,4 ат. Проскока пламени в смеситель при этом не наблюдалось.

М. М. Эфрос [162] отмечает, что в опытах, проведенных ЭНИИ АН СССР на малой печи лабораторного типа, горелка работала на минимальной скорости вылета газозвушной смеси

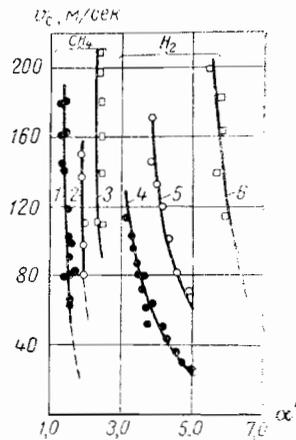


Рис. 2. 39. Пределы устойчивости горения метановоздушных и водородовоздушных смесей, подогретых до 20° С (1 и 2), до 200° С (3 и 4), до 390—400° С (5 и 6).

из сопла, а следовательно, и при малом сопротивлении в системе.

В случае повышения расхода газа сопротивление горелки возрастет и обнаружится нехватка подсосываемого воздуха.

Опыты Института использования газа АН УССР с инжекционными горелками на природном газе проводились с целью выяснения, при каких параметрах сохраняется техническая характеристика горелок (предел регулирования, производительность и т. д.) при работе на подогретом до  $400^{\circ}\text{C}$  воздухе. Они показали, что для сохранения прежних параметров требуется давление газа перед газовым соплом повысить примерно в 5 раз, т. е. до  $4\text{--}5\text{ ат}$ . В работе [162] отмечается, что практически осуществить это на заводах невозможно, так как (отметим, что это вызвано повышенным сопротивлением рекуператоров РИМ) такого давления газа у горелок нет, а даже при наличии его шум создавал бы для обслуживающего персонала невозможные условия. Кроме того, при работе на периодически действующих печах температура подогрева воздуха будет переменной величиной, а следовательно, переменной будет и инжекция.

Действительно, на практике еще не реализована работа печей на природном газе с рекуператорами. Как нам известно, с рекуператорами работают нагревательные печи кузнечных цехов машиностроительных заводов, оборудованные инжекционными горелками для сжигания низкокалорийного коксо-доменного или доменного газа.

При всей справедливости некоторых соображений, высказанных М. М. Эфросом [162], следует все же отметить, что не все печи требуют широких пределов регулирования, а шум при работе инжекционных горелок с рекуператорами как раз невелик. Так, А. Е. Еринов в работе [47] отмечает, что при давлении газа до  $5\text{ ат}$  шум практически отсутствует; связано это с тем, что к горелке подходит трубопровод горячего воздуха от рекуператора.

Для периодически действующих печей с целью меньшего колебания температуры воздуха после рекуператора А. Е. Еринов предлагает применять высокотеплоемкие рекуператоры, например керамические термоблоки.

Что же касается недостатка воздуха в инжекционных горелках, на что указывается в работе [162], то причина здесь отнюдь не в каком-то органическом недостатке горелок. Их можно рассчитать для работы как на холодном, так и на подогретом воздухе в рекуператоре с коэффициентом избытка воздуха больше единицы, который находится в прямой зависимости от соотношения  $F_{\text{см}}/f_{\text{соп}}$ , где  $F_{\text{см}}$  — сечение смесителя,  $f_{\text{соп}}$  — сечение сопла. Необходимо только, чтобы сопротивление рекуператоров было небольшим.

Действительно, инжекционные горелки Стальпроекта, как на это указывает В. А. Спейшер [136], рассчитаны на подсос меньшего количества воздуха. Для сгорания  $1\text{ м}^3$  природного газа оно было принято равным  $9,2\text{ м}^3$  вместо  $9,4\text{--}10,1\text{ м}^3$ . Если правильно рассчитать смеситель, то можно избежать недостатка воздуха в этих горелках. А. Е. Еринов [47] подтверждает исследованиями возмож-

ность работы инжекционных горелок на подогретом воздухе до  $350\text{--}400^{\circ}\text{C}$  в рекуператорах типа РИМ с сохранением прежней тепловой мощности за счет повышения давления природного газа в  $4,5\text{--}5$  раз по сравнению с давлением газа при работе без рекуператора. Нам кажется более верной точка зрения В. А. Спейшера и А. Е. Еринова о возможности работы инжекционных горелок с рекуператорами небольшого сопротивления.

Большое количество конструкций газовых инжекционных горелок, получивших широкое распространение, было разработано Мосгазпроектом.

На рис. 2.40 приведена односопловая инжекционная горелка среднего давления газа теплопроизводительностью  $156\ 000\text{ ккал/ч}$

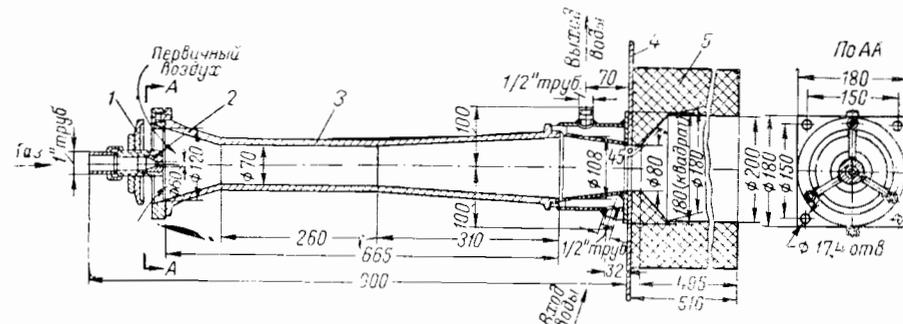


Рис. 2.40. Инжекционная горелка Мосгазпроекта среднего давления газа теплопроизводительностью  $156\ 000\text{ ккал/ч}$  с водяным охлаждением.

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — смеситель; 4 — фронтальная плита; 5 — керамический туннель.

с керамическим туннелем, предназначенная для установки в нагревательных печах, топках котлов и других теплотехнических агрегатах.

Коэффициент первичного воздуха несколько больше единицы. Установка туннеля обеспечивает устойчивую работу горелки и отсутствие факела на выходе из него.

Эта горелка может быть использована для сжигания газов различной теплотворности. При этом все элементы горелки остаются неизменными, за исключением диаметра отверстия сопла. Отверстие должно быть уменьшено или увеличено с таким расчетом, чтобы избыток воздуха не изменился.

Смеситель горелки изготавливается из чугуна. Сопло чаще всего латунное с диаметром отверстия  $6\text{ мм}$ . При изготовлении следует обращать особое внимание на строгую соосность сопла и смесителя.

Горелка у насадки охлаждается проточной водой. Насадка горелки выполнена сварной из листовой стали. Недостатки — большая длина смесительной части, плохое сочленение керамического туннеля с горелкой и необходимость подачи воды для охлаждения.

В горелках Мосгазпроекта меньшей теплопроизводительности имеется воздушное охлаждение насадки (с ребрами для лучшего их охлаждения).

Представляет интерес инжекционная горелка, разработанная в Мосгазпроекте Ф. Ф. Казанцевым (рис. 2. 41). В этой горелке вместо конфузорной насадки и керамического туннеля конец смесителя имеет насадку с пластинчатым стабилизатором горения. Стабилизатор состоит из пластин длиной 81 мм, шириной 16 мм и толщиной 0,5 мм с тремя отверстиями для крепления.

Пластины набираются на двух крайних стержнях с прокладкой (шайбой) после каждой пластины. Толщина прокладки равна 1,4—1,5 мм, что определяет размер щели между пластинами, служащей для прохода газозвушной смеси. Небольшой размер щели между

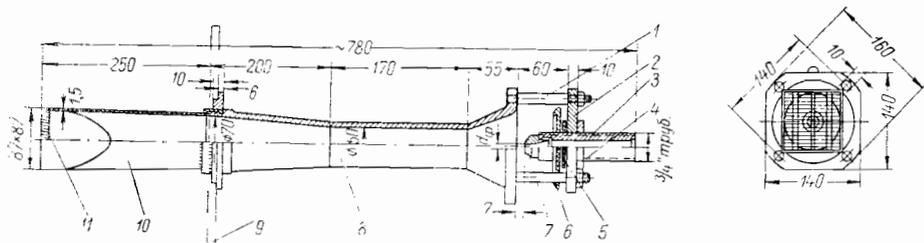


Рис. 2. 41. Инжекционная горелка среднего давления газа с пластинчатым стабилизатором горения (Ф. Ф. Казанцева) теплопроизводительностью 135 000 ккал/ч.

1 — шпилька; 2 — центрирующий фланец; 3 — шпилька; 4 — контргайка; 5 — фиксатор; 6 — регулятор воздуха; 7 — сопло; 8 — смеситель; 9 — фронтальная плита; 10 — насадка; 11 — пластинчатый стабилизатор горения.

пластинами не дает пламени проскочить внутрь горелки. Стабилизатор, собранный в пакет, вставляется в насадку (при необходимости он может быть легко сменен) и закрепляется стержнем, который пропускают через отверстие в насадке и через среднее отверстие в пластинах.

Стержни, поперечно омываемые газозвушным потоком, являются элементами, образующими зоны завихрений, также способствуют стабилизации горения при работе горелки на больших расходах газа. Повышенная скорость (за счет уменьшения выходного сечения пластинами) горючей смеси в щелях при отводе тепла пластинами из зоны горения в сторону набегающей смеси эффективно предохраняет от обратного удара (проскока пламени в горелку).

Все это способствует повышению пределов регулирования горелки и обеспечивает ее устойчивую работу при давлении газа от 300—400 до 5000—6000 мм вод. ст. Необходимо все же отметить недолговечность пластин из-за выгорания. Следует разработать более массивные стабилизаторы.

При испытании горелки ИГК-250 на газе теплотворностью 3250 ккал/м<sup>3</sup> была достигнута производительность 91,1 м<sup>3</sup>/ч при давлении газа перед горелкой 1000 мм вод. ст. и 208 м<sup>3</sup>/ч при да-

влении 5000 мм вод. ст. При этих производительностях скорость истечения газозвушной смеси через живое сечение стабилизатора соответственно была 7,6 и 16,4 м/сек. Несмотря на небольшие скорости истечения газозвушной смеси из стабилизатора (7,6—6,7 м/сек для горелки ИГК-25), при уменьшении форсировки горелки работали устойчиво, диапазон регулирования производительности был весьма значительный. Испытания показали, что резкое изменение нагрузки не отражается на работе горелки и она обеспечивает полное сгорание газа при значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha' \approx 1,04 \div 1,10$ ; длина факела пламени примерно 1 м; горелку можно устанавливать в керамической насадке и в топках, не имеющих футеровки.

К недостаткам этой горелки относятся сильный шум и вибрации при сжигании газа в двухжаротрубных котлах, появляющиеся при давлениях от 400 до 1000 мм вод. ст., для устранения которых необходимо уменьшить количество эжектируемого воздуха. Нарушение устойчивого режима работы, вызываемое изменением состава газа, наблюдается в первую очередь на двухжаротрубных котлах и приводит к проскоку пламени в смеситель, в результате чего пластинчатый стабилизатор оплавляется и горелка выходит из строя. При выключении горелки в случае высокой температуры топки через горелку необходимо продувать холодный воздух для предохранения пластинчатого стабилизатора от сгорания.

В настоящее время разработаны горелки аналогичного типа, но большей теплопроизводительности. На рис. 2. 42 приведена инжекционная горелка среднего давления с пластинчатым стабилизатором горения теплопроизводительностью 128 000—1 200 000 ккал/ч. Горелка снабжена глушителем шума. Диффузор горелки, являющийся одновременно насадкой, имеет выходное отверстие квадратного сечения, в котором смонтирован пластинчатый стабилизатор горения. Горелка монтируется в топке таким образом, чтобы выходное сечение горелочной насадки находилось в одной плоскости с внутренней стенкой топки.

Горелки с пластинчатыми стабилизаторами горения начинают выпускать серийно. Горелка каждого размера выпускается в двух вариантах: в прямом и угловом исполнении.

Горелки Ф. Ф. Казанцева устанавливают по одной и по несколько горелок на каждый промышленный теплотехнический агрегат. Ф. Ф. Казанцевым в Мосгазпроекте создана инжекционная горелка среднего давления, у которой вместо одного несколько сопел; это позволило создать горелку большей производительности. Так, горелка ИГК-300 с четырьмя соплами имеет производительность до 368 м<sup>3</sup>/ч при давлении газа перед горелкой 5000 мм вод. ст. При производительности, большей, чем у горелки ИГК-250, длина горелки ИГК-300 даже на 200 мм меньше.

Наблюдения за работой такой горелки в условиях эксплуатации показали, что она обеспечивала устойчивое горение без проскоков и отрыва пламени в диапазоне давлений газа перед горелкой от 200

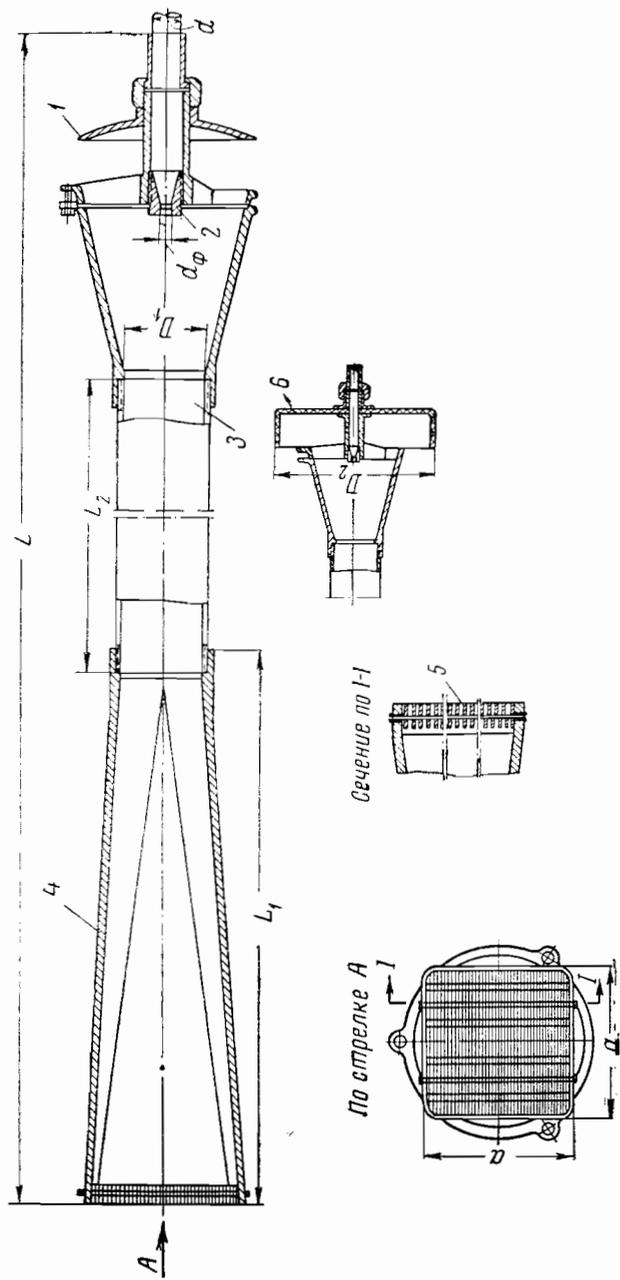


Рис. 2. 42. Инжекционная горелка среднего давления газа с пластинчатым стабилизатором горения теплопроизводительностью 128 000—1 200 000 ккал/ч.

1 — регулятор воздуха; 2 — сопло; 3 — инжекционное смесительное устройство; 4 — насадка; 5 — инжекционный стабилизатор горения; 6 — глушитель шума.

до 5000 мм вод. ст. В настоящее время в институте Мосгазпроект работают над созданием горелок с еще большей теплопроизводительностью.

Представляется, что перспективной конструкцией является разновидность инжекционной горелки среднего давления Ф. Ф. Казанцева со стабилизаторами в виде тел плохо обтекаемой формы (например, в виде уголка  $\angle$ ).

Сократить длину смесителей инжекционных горелок и увеличить их производительность можно путем создания блоков из ряда горелок меньшей производительности и многосопловых газовых горелок.

Мосгазпроект разработаны блоки инжекционных горелок среднего давления из трех, шести и девяти инжекционных горелок с туннелями.

Типовой блок из восьми горелок приведен на рис. 2. 43. Эти горелки рассчитаны на теплопроизводительность 678 000 ккал/ч при давлении газа 3000 мм вод. ст. Горелки располагаются в три ряда (в верхнем и нижнем ряду — по три горелки, в среднем — две). В среднем ряду горелок между двумя насадками, в центре, имеется отверстие для зажигания факелов и наблюдения за горением. При необходимости через него подают вторичный воздух. Отверстие закрывается откидной заслонкой. Подача газа в каждый ряд горелок регулируется одним краном.

Длина смесителя горелок в блоке 600 мм, в то время как длина смесителя одной горелки, равной по производительности блоку горелок, составляла бы 1600 мм. При этом туннели горелок не только укорочены (вследствие чего часть смеси дожигается в топочном пространстве), но и имеют малый диаметр. Отношение диаметра туннеля к диаметру кратера горелки равно 1,3—1,4, а не 2,5, как обычно, вследствие чего горелки имеют более узкие пределы устойчивой работы [137].

Горелки работают устойчиво без факела и надежно во всех типах топок, за исключением двухжаротрубных котлов, где устойчивость горения иногда нарушается при действии всех 16 горелок (два блока).

Недостатки горелок — недолговечность керамических туннелей и неудобство зажигания (один кран на несколько горелок).

Эти горелки устанавливают в топках жаротрубных котлов ДКВ-2,5, ДКВ-4 и других производительностью до 4 т пара в 1 ч. При переводе котла ДКВ на газ колосниковая решетка закладывается 3—4 рядами шамотного кирпича и на фронтальной стене устанавливаются предохранительные клапаны. Переводить водотрубные котлы на газ по такой схеме нецелесообразно; это приводит к загромождению почти всей фронтальной стенки котла и усложняет регулирование производительности и подсоса воздуха. Эти горелки могут быть рекомендованы только для котлов небольшой производительности 1,5—2 т пара в 1 ч.

В инжекционных горелках полного предварительного смешения автоматически сохраняется постоянство соотношения между расходом

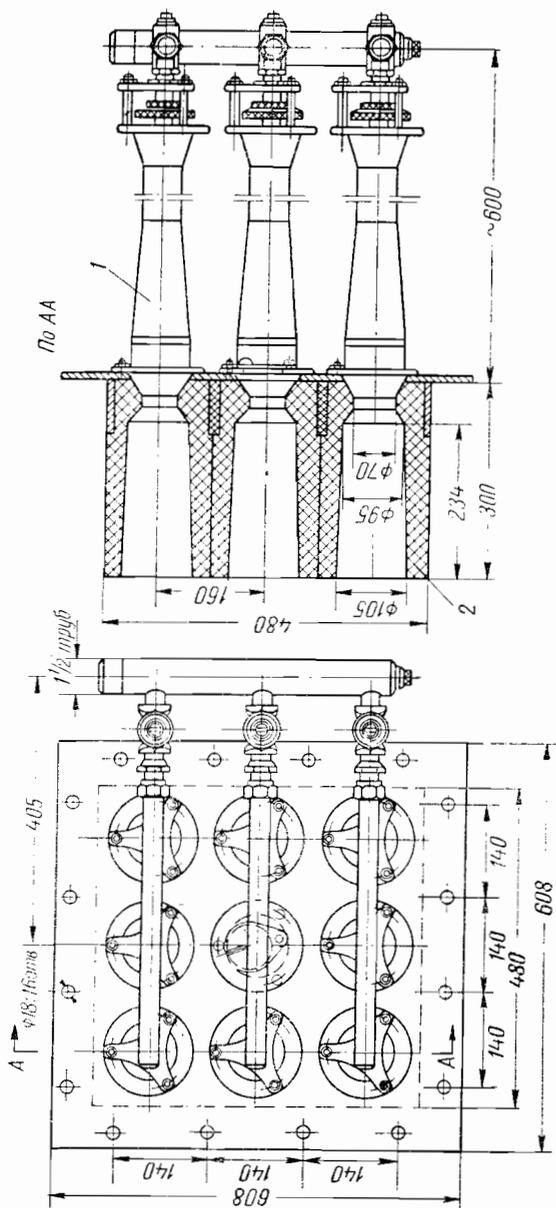


Рис. 2. 43. Инжекционная горелка среднего давления газа теплопроизводительностью 678 000 ккал/ч. 1 — горелка ГСД-13-00; 2 — керамический туннель.

поступающего газа и засасываемым им количеством воздуха, т. е. они обладают свойством саморегулирования. После того как горелка отрегулирована на нужное соотношение расходов газа и воздуха, чтобы изменить ее нагрузку, достаточно изменить только подачу газа, не трогая уже регулировочную шайбу. При изменении давления газа перед горелкой она сама изменяет количество под-сасываемого воздуха. Это существенное положительное качество инжекционных горелок.

При регулировании шайбой подачи воздуха в горелку следует иметь в виду, что горелки предварительного смешения при полном сгорании газозвушной смеси в условиях разогретого туннеля или рассекателя дают бесцветное короткое пламя, трудно различимое на фоне раскаленного огнеупора.

Многосопловые газовые горелки. Исследования К. А. Приваловой [113], проведенные в Институте использования газа АН УССР, показали, что можно сократить длину смесителя за счет замены одного сопла несколькими соплами меньшего диаметра. При этом характер потока в смесителе с расположением сопел по периферии обеспечивает более благоприятное распределение скоростей по его сечению. При разделении потока на струи меньшего диаметра происходит более интенсивное перемешивание, заканчивающееся на более коротком пути. Так, при установке в смесителе горелки четырех сопел по окружности диаметром 50 мм вместо одного в центре длина пути смешения сокращается примерно в 2 раза. При большем количестве сопел имеется возможность еще несколько сократить размеры смесителя.

На рис. 2. 44 приведена многосопловая инжекционная горелка среднего давления газа производительностью 100 м<sup>3</sup>/ч природного газа (автор К. А. Привалова). Горелка имеет четыре сопла диаметром 6 мм, расположенных по окружности диаметром 130 мм, и цилиндрический смеситель диаметром 220 мм. Она на 0,5 м короче односопловой горелки той же производительности. Насадка горелки вмонтирована в короткий муфель, диаметр которого в 3 раза больше насадки. Весь воздух, необходимый для горения, подается через смеситель в качестве первичного. Подача в топку вторичного воздуха

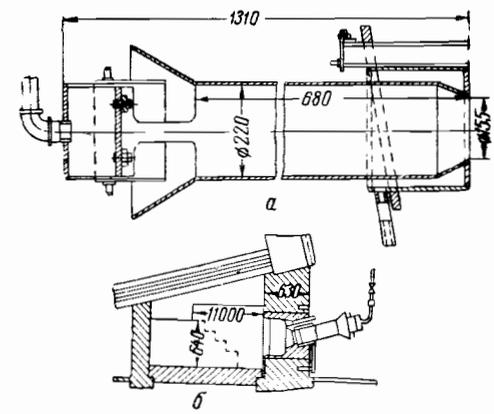


Рис. 2. 44. Многосопловая инжекционная горелка конструкции Института использования газа АН УССР (К. А. Приваловой) производительностью 100 м<sup>3</sup>/ч. а — горелка; б — установка горелки в водотрубном котле.

отсутствует. При длительной непрерывной эксплуатации котлоагрегата установлена надежная и высокоэффективная работа горелок. В результате этих исследований были разработаны горелки с восемью соплами диаметром 4,4 мм вместо четырех сопел диаметром 6 мм.

На основе исследований [113] Д. Ф. Цариком во Львовоблпроекте и Укрнефтепроекте была разработана серия многосопловых горелок с полным подсосом первичного воздуха и неполным с дополнительной подачей вторичного воздуха (рис. 2. 45). Они имеют цилиндрический смеситель без диффузора, что снижает пределы регулирования производительности. Применяются на ряде предприятий Украины при переводе на газ котлов типа Шухова (вертикальных) ВГД, ДКВ и др. Испытания котлов ВГД 28/8, оборудованных этими горелками, показали вполне удовлетворительные результаты [132].

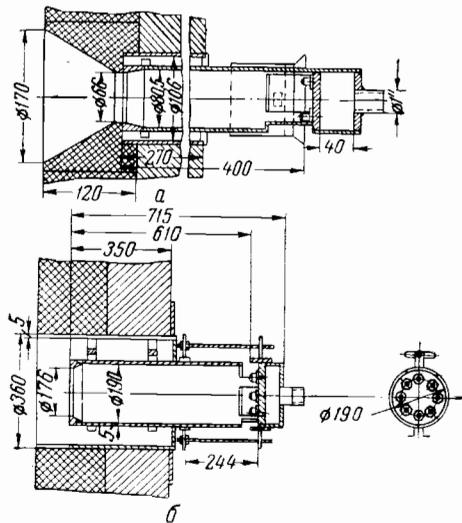


Рис. 2. 45. Многосопловая инжекционная горелка конструкции Д. Ф. Царика с предварительным смешением полным (а) и неполным (б).

Небольшая регулируемость, а также утомляющий шум при работе многосопловых горелок предварительного смешения ограничивают возможность их применения.

Из многосопловых горелок представляют интерес горелки с плоскими инжекторами и смесителями. Подробные исследования процессов, происходящих в камере смешения плоского инжектора, провел В. П. Лазарев в Куйбышевском промышленном институте [84].

Полученные результаты показали преимущество многосопловых плоских инжекторов, а также выявили возможность создания компактных газовых горелок. Такие горелки были созданы и нашли применение в отопительных печах и небольших котлах г. Куйбышева. На рис. 2. 46 показана многосопловая инжекционная горелка с плоским смесителем на давление газа 3000—5000 мм вод. ст., разработанная Укргипрогорпромгазом. Горелка с расходом газа 75 м<sup>3</sup>/ч имеет в отдельных плоских смесителях с девятью соплами в каждой общую огневую насадку размером 60 × 184 мм и короткую амбразуру. Диаметр сопловых отверстий от 1,2 до 2 мм. Горелки применяются в топках жаротрубных котлов и котлов с дымогарными трубами. В топке на расстоянии 1 м от горелки устанавливается дожигательная решетка из шамотного кирпича. Горелки работают со сравнительно небольшим шумом, при подсосе полного количе-

ства воздуха они неустойчивы и нуждаются в дальнейшем усовершенствовании [132].

В связи с широким и повсеместным распространением в промышленных установках многосопловых горелок замечен дальнейший интерес к исследованию в них процессов смешения потоков. В работе [6], выполненной в Киевском политехническом институте, исследовались следующие инжектирующие устройства (рис. 2. 47): односопловой, трехсопловой, шестисопловой (рис. 2. 47, а) и односопловой двухступенчатый (рис. 2. 47, б) инжекторы. Значение

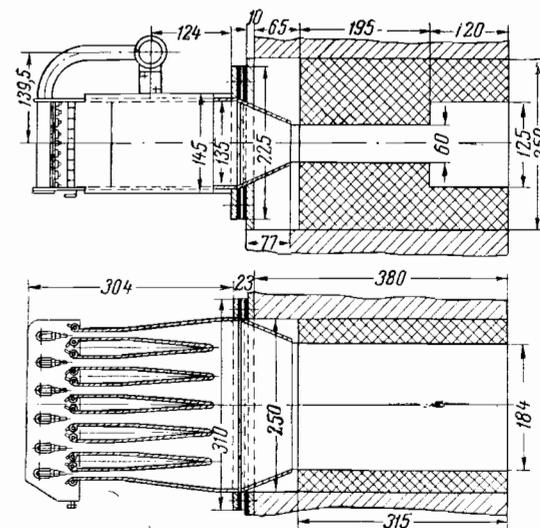


Рис. 2. 46. Многосопловая инжекционная горелка с плоским смесителем конструкции Укргипрогорпромгаза.

основного геометрического параметра  $K = F_{см} / f_c$  (где  $F_{см}$  — площадь сечения цилиндрической камеры смешения,  $f_c$  — площадь выходного сечения газового сопла) для указанных выше вариантов соответственно равнялось 160, 175, 186 и 160.

Бездиффузорный инжектор — с одним, тремя и шестью соплами (см. рис. 2. 47, в). Значение основного геометрического параметра равнялось соответственно 207, 181, 218.

Шестисопловой бездиффузорный инжектор был выполнен в двух вариантах; в первом весь воздух подсасывался только с наружной стороны газовых сопел, во втором обеспечивался двусторонний подсос воздуха — с наружной и внутренней сторон газовых сопел.

Все исследования проводились на природном газе Дашавского месторождения при избыточном давлении газа 0,55 ат, измерения производились в сечениях I—VII.

Объемный коэффициент инжекции рассчитывался по формуле

$$n = \frac{100 - N}{N}, \quad (2.16)$$

где  $N$  — средняя объемная концентрация природного газа в %, замеренная в выходном сечении камеры смешения.

На рис. 2.48 приведены экспериментальные кривые, характеризующие зависимость объемного коэффициента инжекции от давления инжектирующего газа, полученные при исследовании четырех вариантов инжектирующих устройств с диаметром камеры смешения 55 мм. Аналогичная зависимость имеет место и для случаев трехсопловой, шестисопловой и односопловой двухступенчатого инжекторов.

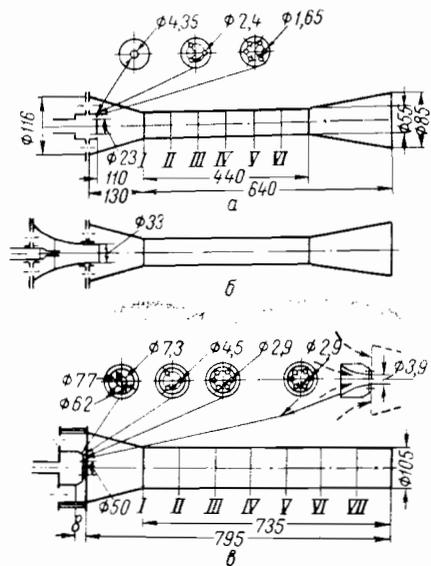


Рис. 2.47. Схемы исследованных инжектирующих устройств.

Результаты опытов показывают, что все исследованные основные типы инжектирующих устройств обеспечивают в одинаковой степени автоматическое пропорционирование газозвушной смеси в диапазоне изменения давления инжектирующего газа от 0,05 до 0,5 ат.

Результаты эксперимента показывают, что наилучшая инжектирующая способность — у двухступенчатого односоплового инжектора; далее идет обычный односопловый; наименьшей инжектирующей способностью обладают многосопловые инжекторы. Чем больше число газовых сопел, тем меньше коэффициент инжекции. Может показаться, что раздробление свободной струи большего размера на несколько струй меньшего размера должно привести к увеличению суммарной активной поверхности струи, т. е. поверхности взаимодействия потоков. В действительности же, поскольку в инжектирующих устройствах распространение струй ограничено стенками

камеры смешения, в многосопловых устройствах по сравнению с односопловыми сокращена их активная поверхность за счет резкого уменьшения продольных размеров. Кроме того, значительно ухудшена эжектирующая способность свободной поверхности струй, обращенной к оси симметрии устройства вследствие затруднения проникновения воздуха в эту область, а также увеличены гидравлические потери; последнее обусловлено сложной эпюрой скоростей потока в сечении камеры смешения.

Исследования [6] показали, что длина камеры смешения многосоплового инжектора может лежать в пределах пяти-шести ее диаметров. При этом выравнивается поле скоростей и достигается полное перемешивание газозвушной смеси.

Для многосопловых горелок, работающих с небольшим сопротивлением по тракту воздух — смесь, рекомендуются бездиффузные инжекторы; они обеспечивают полное перемешивание газозвушной смеси при сравнительно малых габаритах [6].

Увеличение давления инжектирующего газа практически не оказывает влияния на выравнивание поля концентрации газозвушной смеси. Поэтому повышение производительности горелки без увеличения ее габаритов может быть достигнуто при более высоком начальном давлении инжектирующего газа, что облегчает работу газораспределительной станции (ГРС), снижает капитальные затраты благодаря уменьшению диаметра газопроводов, уменьшает влияние давления в печи на величину коэффициента избытка воздуха [6].

Увеличение давления инжектирующего газа рекомендуется и в работе [38]. Предполагается подавать газ в тепловые агрегаты под давлением 3—5 ат, для чего следует изменить цилиндрическую насадку газового сопла инжекционной горелки на комбинированную (сопло Лавалля).

В статье [38] отмечается, что при проведении пуско-палачочных работ по переводу печного хозяйства заводов на отопление ставропольским природным газом было установлено, что инжекционные горелки среднего давления работают с большим недостатком воздуха. Это приводит к снижению температуры в рабочем пространстве печи и снижению скорости нагрева изделий, т. е. к уменьшению производительности печи при одновременном повышении удельных расходов газа.

В связи с недостатком воздуха, необходимого для сгорания газа, содержание горючих в продуктах сгорания повышалось, что приводило к догоранию горючих в боровых и резкому повышению температуры в дымовых трубах, достигающей 900° С.

При испытании на сварочных печах, оснащенных инжекционными горелками производительностью 50 м<sup>3</sup>/ч ( $p = 0,3$  ат), коэффициент избытка воздуха составлял 0,95—0,96, а содержание СО в продуктах сгорания 2—3%; на печах производительностью 70 м<sup>3</sup>/ч коэффициент избытка воздуха составлял 0,9, а содержание СО в продуктах сгорания 4—5%. На кузнечных, термических и отжи-

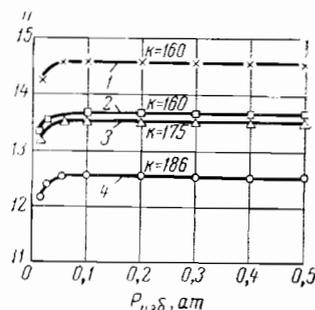


Рис. 2.48. Зависимость объемного коэффициента инжекции от давления инжектирующего газа.

1 — двухступенчатый инжектор; 2 — одноступенчатый инжектор односопловой; 3 — трехсопловой инжектор; 4 — шести-сопловой инжектор.



гательных печах, также оснащенных инжекционными горелками, имели место примерно те же явления.

Инжекционные горелки производительностью  $250 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $p = 1 \text{ ат}$ ) в диапазоне давления газа от 1 до 3,0 ат при полном открытии регулировочных воздушных шайб имели недостаточную инжекционную способность и процесс горения происходил с коэффициентом избытка воздуха 0,94—0,97, а содержание CO в продуктах сгорания достигло 2,5%. Все указанные инжекционные горелки были выбраны по нормальным Стальпроекта.

Чтобы повысить инжекционную способность горелок в процессе пуско-наладочных работ, решили уменьшить диаметр газового сопла (от увеличения диаметра кратера горелки пришлось отказаться, так как это связано с переделкой горелки).

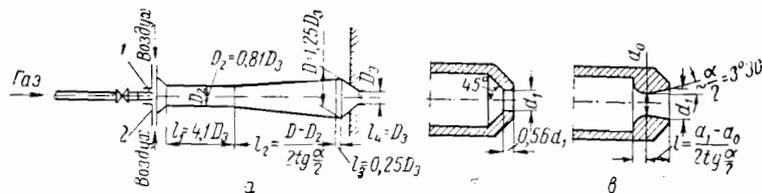


Рис. 2. 49. Схема исходной и измененной конструкции газового сопла инжекционной горелки.

*a* — схема инжекционной горелки: 1 — сопло, 2 — воздушная регулировочная шайба; *b* — газовые сопла, установленные на существующих инжекционных горелках; *в* — предложенное к установке комбинированное сопло (сопло Лавалья).

Уменьшение диаметра газового сопла на горелках методических печей с 14,5 до 10 мм привело к повышению коэффициента избытка воздуха до 1,18—1,19, а уменьшение диаметров газового сопла с 14,5 до 11,7 мм — к увеличению коэффициента избытка воздуха с 0,94—0,97 до 1,0—1,02 [38].

Уменьшение диаметра газового сопла при неизменяемом давлении газа перед соплом приводит к снижению производительности горелок пропорционально отношению квадратов диаметров сопел. Для сохранения расчетной производительности горелки необходимо повысить давление газа перед соплом. В инжекционных горелках, оснащенных цилиндрическими соплами, повышение давления целесообразно производить до величины, не превышающей 0,9 ат.

Для полного перевода в кинетическую энергию избыточного статического давления, получаемого в цилиндрических соплах при отношении  $p_2/p_1$  более критической величины (0,537 для газа Ставропольского месторождения), следует для истечения газа применить сопло Лавалья.

По инициативе авторов [38] было повышено давление газа и уменьшен размер газовых сопел инжекционных горелок. Цилиндрические сопла горелок были заменены на сопла Лавалья (рис. 2. 49). Кинетическая энергия вытекающей газовой струи увеличилась, и тем

самым повысился коэффициент избытка воздуха. Это позволило использовать потенциальную энергию природного газа для повышения производительности инжекционных горелок без изменения их габаритов.

Кроме того, подача газа под давлением 3—5 ат непосредственно к тепловым агрегатам значительно снижает капитальные затраты благодаря уменьшению диаметров газопроводов, а также облегчает работу регуляторов, установленных в цеховых распределительных станциях.

Следует отметить также, что установка сопел Лавалья должна благоприятно сказаться на сжигании газа с подогревом воздуха, так как повышенные скорости выхода газа из сопла позволяют легче преодолеть сопротивление рекуператоров и воздухопроводов (за счет разрежения, пропорционального кинетической энергии струи).

Расчет расхода газа из сопла инжекционной горелки, оснащенной насадкой Лавалья, производится по формуле

$$G_1 = 3600 a f_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \text{ кг/ч}, \quad (2.17)$$

где

$$a = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}$$

*a* — коэффициент для ставропольского природного газа; его величину можно принять равной 2,08 (для других газов значения *a* приведены в табл. 2. 5);  $f_0$  — узкое сечение сопла Лавалья в  $\text{м}^2$ ;  $p_1$  — абсолютное давление газа перед соплом в  $\text{кг/м}^2$ ;  $v_1$  — удельный объем газа перед соплом в  $\text{м}^3/\text{кг}$ . Обозначим отношение  $p_2/p_{1\text{кр}} = v_{\text{кр}}$

Таблица 2. 5

Значения  $k$ ,  $p_2/p_{1\text{кр}}$  и  $a$  для некоторых газов

Газ	$k$	$\frac{p_2}{p_{1\text{кр}}}$	$a^*$
Двухатомный (воздух)	1,40	0,528	2,14
Метан . . . . .	1,31	0,537	2,08
Этан . . . . .	1,20	0,563	1,97
Пропан . . . . .	1,13	0,570	1,95
Бутан . . . . .	1,11	0,572	1,95
Пентан . . . . .	1,09	0,573	1,95
Природный (саратовский)	1,31	0,538	2,08

\* Значения *a* могут быть использованы при расчетах по формуле (2. 17).

Зная величину  $f_0$ , можно определить площадь выходного сечения сопла Лавала по следующей формуле [38]:

$$f = f_0 \sqrt{\frac{k-1}{k+1} \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}} \text{ м}^2. \quad (2.18)$$

Длина расширяющейся части сопла Лавала (насадки) определяется по формуле

$$l = \frac{d_{\text{вых}} - d_0}{2 \operatorname{tg} \beta}, \quad (2.19)$$

где  $l$  — длина расширяющейся части сопла Лавала в мм;  $d_{\text{вых}}$  — диаметр выходного сечения сопла в мм;  $\beta$  — угол конусности сопла, принимаемый равным 7 градусам.

Эффективность сопел Лавала была проверена на методической печи стана 250 Сулшского завода [38]. Печь методическая, трехзонная, двухрядная, проектной производительностью 30 т; оснащена 12 инжекционными горелками конструкции Стальпроекта производительностью каждая 250 м<sup>3</sup>/ч (при избыточном давлении 1,0 ат).

При монтаже горелки газовое сопло устанавливалось по линии обреза конфузора инжектора. Давление газа перед горелками составляло 3 ат. Испытания производились при оснащении всех горелок сначала соплами Лавала, затем они были заменены цилиндрическим (для сравнения результатов работы), а потом они были вновь заменены соплами Лавала, которые и оставлены в эксплуатации.

Результаты испытаний показали, что удельный расход газа в кубометрах на одну тонну годного проката при работе на горелках с соплами Лавала снизился на 4–5,5% и составил в среднем 88,7 м<sup>3</sup>/т; средние значения коэффициента избытка воздуха 0,98, с цилиндрическими соплами 94,2 м<sup>3</sup>/т и соответственно 0,9. В этих горелках неправильно была выбрана основная характеристика смесителя  $D_{\text{см}}/d_{\text{соп}}$  (где  $D_{\text{см}}$  — диаметр смесителя,  $d_{\text{соп}}$  — диаметр сопла), поэтому даже замена обычного сопла соплом Лавала не могла обеспечить больший подсос воздуха до значений  $\alpha' = 1,02 \div 1,05$ . В работе [38] отмечается, что изготовленные сопла Лавала имели плохую механическую обработку внутренней поверхности, что также снизило величину коэффициента избытка воздуха.

Недостатки работы инжекционных горелок, оснащенных соплами Лавала: увеличение шума, а также необходимость применения для набивки туннелей высокотемпературных огнеупоров в связи с повышением температуры в туннеле.

В последние годы давление газа перед соплом начали повышать не только в СССР, но и за рубежом. Например, в США инжекционные горелки для сжигания природного газа работают при давлении 1,4 ат. При этом пропорционирование состава в газозудушной

смеси, как отмечается в технической литературе, изменяется в незначительных пределах.

Если давление 1,4 ат в дальнейшем принять как нормальное, вопрос о глубине регулирования горелок разрешится, а следовательно, отпадает и один из существенных недостатков инжекционных горелок.

В кузнечных цехах машиностроительных заводов в условиях поточно-массового производства применение односопловых инжекционных горелок вносит определенные неудобства, связанные с большими их габаритами, что приводит к замене горелок на укороченные.

Учитывая преимущество многосопловых горелок, в работе [11] приводятся материалы по разработке горелок для нагревательных печей кузнечного цеха. Исследовалась возможность улучшения работы горелок с целью повышения теплопроизводительности и надежности (снижение скоростей выхода, при которых происходит пророск пламени). По мнению авторов работы [11], вопрос этот должен быть решен путем разделения смешивающихся потоков для ликвидации завихрений и ударов струй между собой. Это можно осуществить применением в горелке многоканального смесителя.

Созданная в ходе этих исследований многосопловая инжекционная горелка представляет определенный интерес. На рис. 2.50 приведена семисопловая горелка с индивидуальными смесителями и газохлаждаемым кратером. Компактная горелка повышенной производительности, в которой семь инжекционных смесителей питают один кратер, была разработана в тепловой лаборатории завода ЗИЛ. Производительность ее для московского городского газа ( $Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 8000 \text{ ккал/м}^3$ ) при давлении 6000 мм вод. ст. составляет ~58 м<sup>3</sup>/ч. Диаметр кратера горелки 100 мм; оригинальный конструктивный момент — кратер охлаждается газом, идущим на сжигание.

Исследование работы горелок при различных температурных условиях кратеров (рис. 2.51) установили следующее:

а — кратер, торец которого не изолирован и облучается печной полостью (рис. 2.51, а); нормальная работа горелки не обеспечивается;

б — кратер, торец которого изолирован огнеупорной кладкой от теплового облучения (рис. 2.51, б); горелка работает вполне устой-

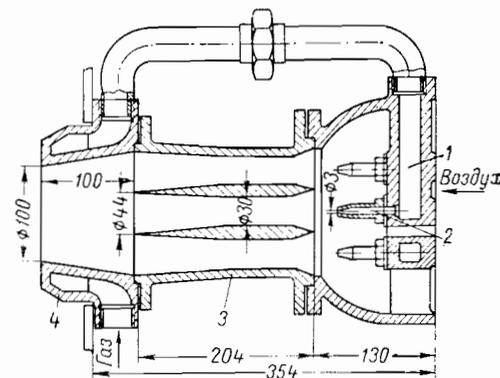


Рис. 2.50. Инжекционная многосопловая горелка с индивидуальными смесителями и газохлаждаемым кратером.

1 — газовая коробка; 2 — сопло; 3 — корпус смесителя; 4 — кратер.

чиво; проскоки пламени происходят при  $p = 1800$  мм вод. ст., что в данном случае соответствует средней скорости истечения газоз-воздушной смеси около 8 м/сек;

$\epsilon$  — кратер с воздухоохлаждаемыми ребрами (рис. 2.51,  $\epsilon$ ); горелка работает удовлетворительно, но не лучше, чем в случае (2.51, б);

$г$  — водоохлаждаемый кратер (рис. 2.51,  $г$ ); работа горелки резко улучшилась; проскоки пламени происходили лишь при  $p = 400$  мм вод. ст., что соответствует скорости истечения газоз-воздушной смеси 3,5 м/сек.

Опыты с газоохлаждаемым кратером показали, что скорость выхода газоз-воздушной струи из кратера, при которой происходит проскок пламени, также составляет около 3,5 м/сек. Это соответствует результатам, полученным при водяном охлаждении кратера. При этом нагрев газа, проходящего через кратер, доходит до 250° С при минимальной производительности ( $p = 0,04$  ат) и до 130° при нормальной производительности ( $p = 0,6$  ат).

В связи с тем, что при остановке горелки газ, оставшийся в газовой полости, может крекироваться и охлаждающая полость постепенно заполнится сажистым углеродом, в работе [38] приняли скорость прохода газа через полость кратера 15–25 м/сек, что обеспечит выдувание сажи. Количество сажистого углерода, которое может выделиться при одной остановке горелки, незначительно ( $\sim 0,1$  г).

Применение в горелке подогре-того газа несколько улучшает ее характеристику и обеспечивает эко-

номию тепла, которое потерялось бы при водяном охлаждении. С целью интенсификации работы горелки подсос воздуха центральным соплом осуществлен с ее торца. Кроме того, смесительная пасадка была выполнена с профилем трубы Вентури во всю длину смесителя.

При  $\alpha' = 1,0$  коэффициент сопротивления горелки  $\xi = 0,23$  (в то время как некоторые горелки, например Стальпроекта, имеют  $\xi = 0,3$ ).

При испытании выявилось, что разжиг горелки можно легко осуществлять с торца, вводя в горелку зажженный факел; отпадает необходимость в специальном отверстии для разжига. Проверка качества инжекции установила, что при давлении 0,2–1,6 ат пропорционирование газ — воздух осуществляется с достаточной точностью. Практически при интервале рабочего регулирования около 0,5 ат горелки могут работать при любом из проверенных давлений. В работе [38] предлагается все же ориентироваться на давление 0,6–1,0 ат, что обеспечит достаточную глубину регулирования производительности инжекционных горелок.

При разработке многосопловой горелки (см. рис. 2.50) учитывалось, что для кузнечных нагревательных печей допустимо некоторое перемещение короткого факела в печь при обеспечении максимальной полноты сгорания на выходе из печи.

Испытания горелки с туннелями различных размеров из разного материала позволили выбрать туннель диаметром 200 мм (диаметр кратера 100 мм;  $D_T/d_{кр} = 2$ ) и длине его 150 мм, т. е. меньше одного калибра; при этом сгорание газа оказалось практически полным.

Повысить стойкость огнеупорных туннелей в нагревательных печах можно путем сокращения их длины. Минимальные размеры туннелей к горелкам, обеспечивающие устойчивое горение и допускающие вынос факела в печь при одновременном сохранении их стойкости, в работе [38] предлагается определять следующими соотношениями:

$$D_T = 2d_{кр}, \quad L_T = \frac{0,5d_{кр}}{\operatorname{tg} 18^\circ} = 1,5d_{кр}, \quad (2.20)$$

где  $D_T$  — диаметр туннеля в мм;  $d_{кр}$  — диаметр кратера горелки в мм;  $L_T$  — длина туннеля в мм. Минимальная длина туннеля приемлема для инжекционных горелок, установленных на печах с высокой температурой камеры, и при длине печи, достаточной для завершения полноты сгорания.

С целью сокращения длины смесителей инжекционных горелок большой производительности М. В. Грошевым [39] предложена конструкция горелки, приведенная на рис. 2.52. Она представляет собой батарею инжекционных горелок малой производительности с общим управлением подачи газа и воздуха.

Из газовой камеры газ выходит через большое количество мелких сопел, расположенных по двум окружностям. Газовые струи подсасывают воздух в смесители, расположенные в общем керамическом блоке. Воздух к смесителям поступает через наружные и внутренние окна воздушной коробки и регулируется наружным цилиндрическим барабаном и внутренним коническим барабаном. В центре горелки имеется отверстие для наблюдения за горением, которое при работе горелки закрывается пробкой.

Горение образовавшейся газоз-воздушной смеси происходит в туннелях, расположенных в керамическом блоке.

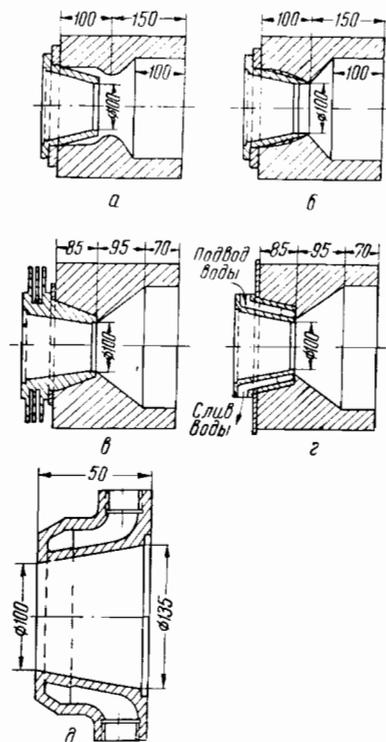


Рис. 2.51. Кратеры горелок с различными способами охлаждения.

$a$  — неохлаждаемый с неизолированным торцом;  $b$  — неохлаждаемый с хорошо изолированным торцом;  $c$  — с ребрами, охлаждаемыми воздухом;  $d$  — охлаждаемый водой;  $e$  — охлаждаемый газом.

Керамические смесители допускают горение в них, поэтому проскоки пламени неопасны. Однако при горении в смесителе резко меняется его сопротивление, снижается производительность и уменьшается подсосывание воздуха; по этим соображениям работа горелки с проскоком тоже недопустима.

Эта же идея, но в другом конструктивном выполнении получила успешное разрешение при создании печей с излучающими стенами из инжекционных панельных горелок. Впервые они были разрабо-

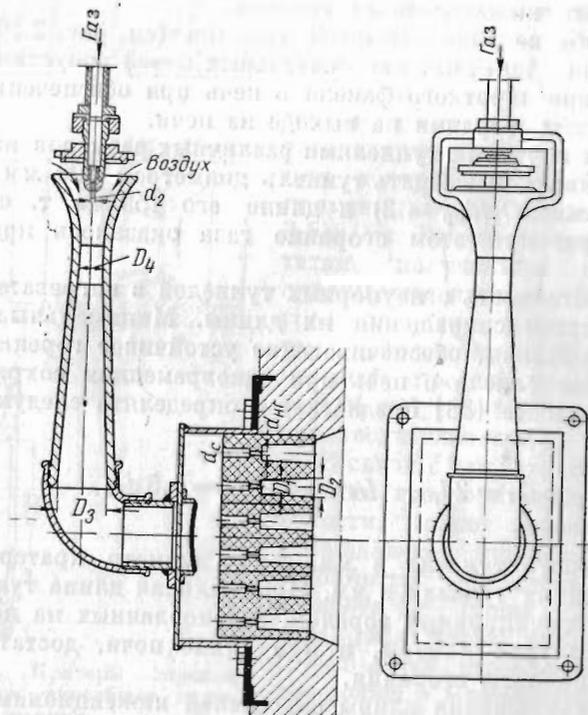


Рис. 2. 52. Инжекционная панельная горелка конструкции М. В. Грошева.

таны в СССР в 1954 г. в Гипронефтемаше под руководством Ц. А. Бахшиян [16].

Излучающие стены печи собраны из одного или нескольких рядов инжекционных панельных горелок, служащих для сжигания газообразного топлива. Инжекционная панельная горелка Гипронефтемаша приведена на рис. 2.53. Толщина излучающей поверхности одной горелки составляют  $500 \times 500$  мм или  $605 \times 605$  мм.

В зависимости от производительности горелки на квадратный метр излучающей поверхности приходится от 400 до 1250 туннелей,

каждый диаметром 20 мм. Полное сгорание хорошо подготовленной газозвушной смеси заканчивается в самом туннеле на участке длиной 65—70 мм. На трубчатую печь теплопроизводительностью в  $10 \cdot 10^6$  ккал/ч приходится примерно 20 000 туннелей и, следовательно, столько же мелких факелов, равномерно рассредоточенных по всей поверхности излучающей стены.

При создании этих горелок также применялся принцип дробления общего потока газа на отдельные струи (20 000), что позволило получить очень короткий факел при сжигании газа в больших количествах.

Производительность горелок регулируется только изменением давления горючего газа перед соплом инжектора. Обычно горелки, соединенные в один ряд, имеют общий коллектор для газа и один регулятор. Коллекторы всех рядов горелок соединяются в один газопровод, где также устанавливается регулирующее устройство.

Необходимое для горения количество воздуха устанавливается дросселем на каждую горелку. Для заданного состава газа такая регулировка требуется лишь при пуске печи, так как конструкция инжекционного устройства горелки позволяет сохранить практически постоянным соотношение количества газа и подсосываемого из атмосферы воздуха в пределах изменения теплопроизводительности горелки примерно в два раза.

Инжекционные панельные горелки описаны в монографии Ц. А. Бахшияна [16]. Перспективность нагрева в различных печах от излучающих панельных стен является залогом широкого его применения.

Еще меньший диаметр кратера ( $\sim 1$  мм) имеется в горелках инфракрасного излучения. Исследованиями этих горелок занимались Академия коммунального хозяйства им. Памфилова, Институт использования газа АН УССР и Саратовский научно-исследовательский институт Гипронефтехим. Последним разработано пять типоразмеров газовых горелок и внедрено в народное хозяйство. Они применяются главным образом для отопления и сушки штукатурки производственных корпусов и жилых домов, а также во многих областях промышленности.

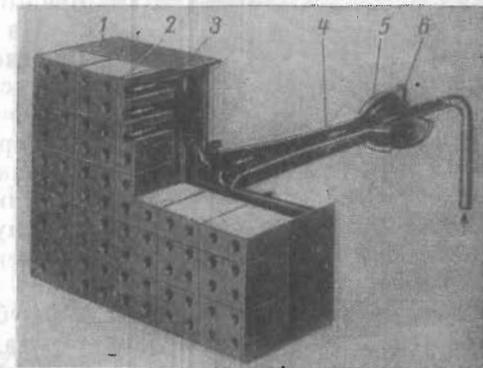


Рис. 2. 53. Инжекционная панельная горелка Гипронефтемаша.

1 — корпус горелки; 2 — керамическая призма с туннелями; 3 — трубка; 4 — инжектор; 5 — сопло; 6 — шайба для регулирования подачи воздуха.

Горелка ГИИ-14 универсальная, работает на природном газе при диаметре сопла 4,7 мм и на сжиженном газе при диаметре сопла 3 мм. При давлении природного газа 65 мм вод. ст. расход газа 2,4 м<sup>3</sup>/ч (20 500 ккал/ч), при 130 мм вод. ст. 3,4 м<sup>3</sup>/ч (28 600 ккал/ч), при 195 мм вод. ст. 4,15 м<sup>3</sup>/ч (34 900 ккал/ч). Соответственно температура поверхности плиток (имеющих множество отверстий диаметром порядка 1 мм) при этих режимах 800, 850 и 870° С, а коэффициент инжекции 10. По данным Гипронигаса содержание СО в неразбавленных продуктах сгорания ( $\alpha' \approx 1$ ) после одного часа непрерывной работы 0,0077%.

На рис. 2.54 приведена горелка (переносная) инфракрасного излучения, сконструированная Гипронигасом и выпускаемая Саратовским совнархозом.

Заканчивая рассмотрение инжекционных горелок, приведем инжекционную горелку типа ТД, широко применяющуюся в газовых хозяйствах городов Румынской Народной Республики.

На рис. 2.55 приведена горелка ТД, выпускаемая трех размеров [133]. Состоит она из инжекционно-смесительной трубки, головки и насадки. Смеситель выпускается из стали или чугуна и имеет обычную форму трубы с конфузуром и диффузором без цилиндрической горловины. Входная часть конфузора имеет воздушную заслонку для регулирования подсоса первичного воздуха.

Заслуживает внимания устройство головки горелки (рис. 2.55, б). Поток газозвушной смеси, направляющейся по смесителю к головке горелки, разделяется на два потока — основной, который выходит в центре головки и образует факел пламени горелки, и дополнительный, направляющийся через ряд отверстий диаметром 6 мм в кольцевую камеру головки, откуда он с пониженной скоростью выходит под некоторым углом в основной поток газозвушной смеси. Таким образом, при работе горелки имеются два факела пламени — основной факел и зажигательное кольцо по окружности головки, которое обеспечивает устойчивое горение газозвушной смеси основного потока при форсированной работе горелки (избыточное давление газа до 1 кг/см<sup>2</sup>). Наличие суженного сечения в головке препятствует проскоку пламени в горелку при сжигании газа давлением до 150 мм вод. ст.

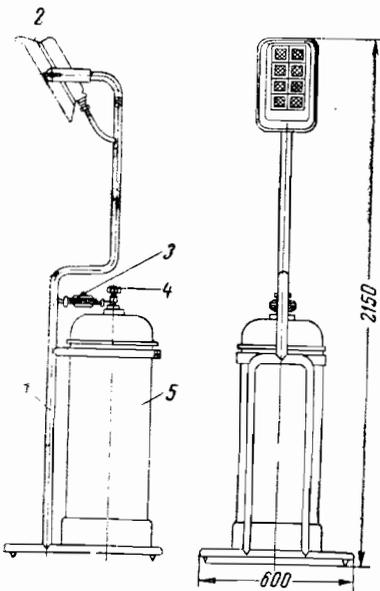


Рис. 2.54. Горелка инфракрасного излучения (переносная) конструкции Гипронигаса.

1 — опора; 2 — рефлектор с керамической насадкой; 3 — редуктор; 4 — вентиль; 5 — баллон.

Чтобы уменьшить длину факела пламени за счет интенсификации процесса горения и стабилизировать его, на выходную часть головки надевается керамическая насадка (рис. 2.55, в), которая при работе горелки разогревается до красного каления.

Горелки ТД трех типоразмеров позволяют сжигать газ с расходами от 3 до 40 м<sup>3</sup>/ч. (В горелке ТД-3 от 3 до 10 м<sup>3</sup>/ч, в ТД-4 от 4 до 13 м<sup>3</sup>/ч; в горелке ТД-10 от 10 до 40 м<sup>3</sup>/ч.). Эти горелки используются в различных случаях как по одной, так и группами, когда в одном газогорелочном устройстве применяется несколько горелок в одной общей обвязке.

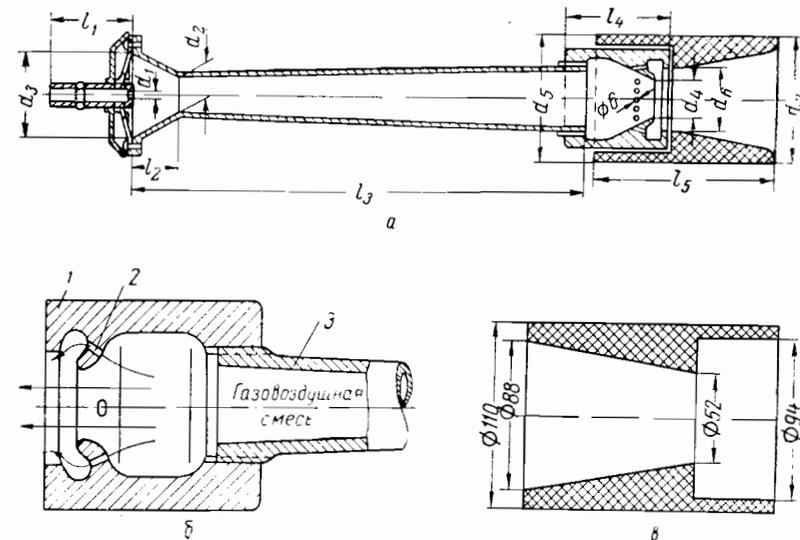


Рис. 2.55. Горелка типа ТД.

а — устройство горелки; б — головка горелки; в — керамическая насадка ТД  
1 — головка; 2 — отверстия для зажигательного пламени; 3 — инжекционно-смесительная трубка.

Горелка типа ТД-3 выпускается серийно в обвязках на 2 и 3 горелки. Горелка типа ТД-4 применяется как самостоятельно, так и группами от 2 до 24 горелок. Группы с числом горелок 4 и более монтируются на кольцевом коллекторе, при этом центральная часть кольца закрывается стальным диском против подсоса избытков вторичного воздуха. В центре стального диска предусматривается отверстие диаметром 50 мм для установки мазутной форсунки и смотровых отверстий для зажигания горелок и наблюдения за процессом горения газа.

На рис. 2.56 приведена горелка с тройным подсосом первичного воздуха на 100 м<sup>3</sup> газа в час при его давлении 0,5 кг/см<sup>2</sup> [133]. Вместо обычного сопла в центре, подающего одну струю газа, применено устройство, направляющее газ по кольцу в виде нескольких струй. Это позволяет осуществить подсос первичного воздуха в первый

инжектор с двух сторон: в центре кольца и снаружи, по его окружности.

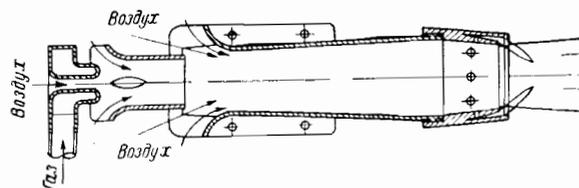


Рис. 2. 56. Инжекционная горелка с тройным подсосом первичного воздуха.

На рис. 2.57 приведена инжекционная горелка Ленгипроинж-проекта в прямом исполнении и под углом  $90^\circ$ .

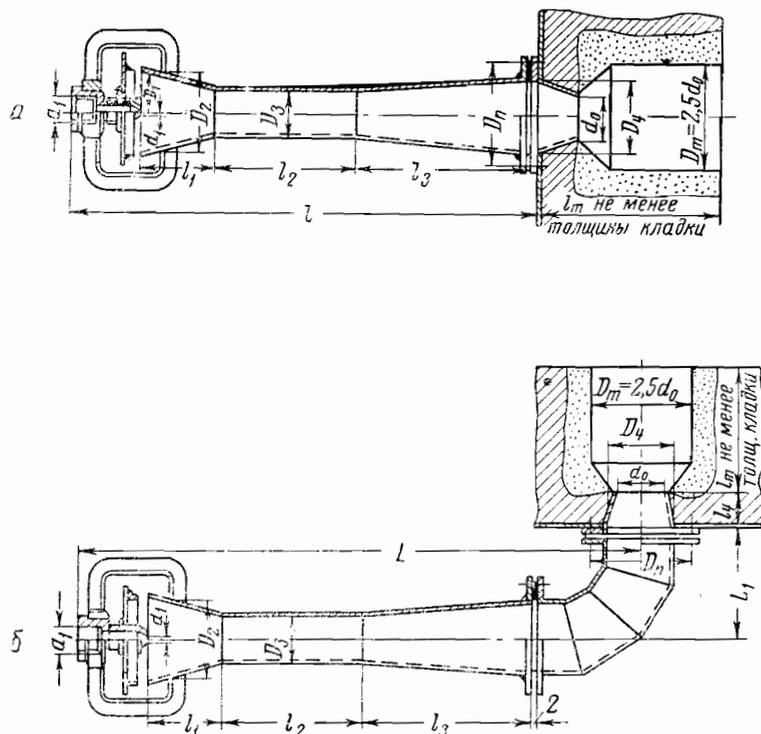


Рис. 2. 57. Инжекционные горелки среднего давления газа конструкции Ленгипроинжпроекта теплопроизводительностью 25 000—1 400 000 ккал/ч.

а — прямая горелка; б — горелка с плавным поворотом на  $90^\circ$ .

Горелки с принудительной подачей воздуха рассматриваются ниже в главах 5 и 6.

## РАСЧЕТ ГОРЕЛОК

Расчет атмосферных и инжекционных газовых горелок основывается на теории инжекции, разработанной в настоящее время особенно детально для паровоздушных инжекторов, водоструйных насосов и свободной струи, вытекающей в неподвижное пространство.

Вопросы инжектирования воздуха свободной струей впервые в нашей стране были поставлены В. А. Слесаревым и теоретически и экспериментально исследованы А. Я. Миловичем. Детальные исследования и обобщения закономерностей развития свободной струи приведены в монографии Г. Н. Абрамовича [1, 2]. П. Н. Каменев разработал теорию струйных аппаратов, которой пользуются при проектировании гидроэлеваторов. К. К. Баулин применил для расчета инжекторов теорему Эйлера о количестве движения. С. А. Христанович создал теорию и метод расчета газоструйных аппаратов при звуковой и сверхзвуковой скоростях газовой струи.

Имеется много работ, посвященных непосредственно расчету инжекционных горелок. К. А. Привалова сделала обзор различных методик расчета инжекционных газовых горелок и их сравнительную оценку. Несмотря на различные исходные положения и расчетные формулы, конечные результаты оказались довольно близкими. С достаточной для практики точностью размеры смесителя могут быть определены по простым формулам.

Поэтому из ряда довольно распространенных методов расчета инжекционных газовых горелок мы приведем лишь упрощенные методики, использующие наиболее простые расчетные формулы.

Смеситель состоит из входного патрубка, камеры смешения и диффузора (см. рис. 2.10).

Входной патрубок (конфузор-инжектор) является направляющим аппаратом для инжектируемого воздуха, способствует уменьшению гидравлических потерь при его входе в камеру смешения. Потери напора от формы патрубка почти не зависят, поэтому можно принять более простую коническую форму входного патрубка.

Камера смешения (горловина) служит для выравнивания скорости смешивающихся потоков перед диффузором. По опытам ЦАГИ наибольший коэффициент полезного действия диффузора будет при равномерном поле скоростей перед ним (в данном случае в конце камеры смешения). Кроме того, в камере смешения выравниваются до некоторой степени концентрации инжектируемого газа и инжектируемого воздуха (при создании горючей смеси). Камеру смешения целесообразно делать цилиндрической или слегка сужающейся. Длина камеры смешения  $l_2$  (см. рис. 2.10) может быть определена, исходя из достаточной степени неравномерности скоростного поля, за которую можно принять  $\sim 0,87-0,90$  (отношение средней скорости к максимальной). Длина камеры смешения в инжекционных горелках для природного газа  $l_2 = (5,0 \div 6,0) d_3$  достаточна для получения неравномерности скоростного поля перед диффузором —  $0,87-0,9$ . На практике встречаются случаи, когда

конструкторы принимают несколько меньшие значения длины цилиндрической части смесителя. Длина камеры смешения атмосферных горелок (инжекционные горелки низкого давления) обычно принимается значительно меньшей и составляет от одного до двух ее калибров.

Диффузор служит для увеличения разрежения в камере смешения и способствует лучшему подосу воздуха. В нем происходит выравнивание полей концентраций с образованием газовой смеси. Угол раскрытия диффузора можно принимать не больше  $9^\circ$ , исходя из условий безотрывности течения.

Кратер горелки служит для выравнивания скорости по сечению после диффузора. Так как слой потока, прилегающий к твердой поверхности, подтормаживается и имеет сниженную скорость, то по периферии струи возможен проскок пламени. Кратер, имеющий форму конфузора, выравнивает поле скоростей горючей смеси, что предотвращает проникновение пламени.

Сопло инжектора предназначается для подачи определенных количеств газа (или иногда воздуха) в горелку. Сопло необходимо устанавливать точно по оси смесителя, иначе может снизиться коэффициент инжекции. Как показали результаты исследований А. М. Левина [86], оптимальное расстояние от устья сопла до входного сечения камеры смешения возрастает с увеличением производительности смесителя. Расстояние можно выбирать в пределах от 0,5 до 1,4 диаметра камеры смешения. Вдвигание сопла внутрь камеры смешения понижает коэффициент инжекции.

Работа горелки характеризуется ее тепловой нагрузкой. В соответствии с этим различают и три теплопроизводительности горелки [32].

Минимальная тепловая нагрузка обеспечивает устойчивую работу горелки на наименьших расходах газа при отсутствии явления проскока пламени в горелку и при сжигании газа не более для газа низкого давления 25% от номинальной теплопроизводительности; для газа среднего давления 65% от номинальной теплопроизводительности.

Номинальная тепловая нагрузка определяется устойчивой работой горелки при давлении газа перед соплом для газа низкого давления  $p_{ном} = 50 \text{ мм вод. ст.}$ , для газа среднего давления  $p_{ном} = 3000 \text{ мм вод. ст.}$  (эти величины — условны и приняты для Москвы).

Максимальная тепловая нагрузка определяется длительной нагрузкой на предельно больших расходах газа без нарушения устойчивости процесса горения (без отрыва пламени). При этом давление газа должно быть для газа низкого давления не менее  $100 \text{ мм вод. ст.}$ , для газа среднего давления не менее  $5000 \text{ мм вод. ст.}$

Отношение максимальной теплопроизводительности к минимальной называется пределом регулирования теплопроизводительности горелки:

$$n' = \frac{Q_{max}}{Q_{min}}, \quad (2.21)$$

где  $n'$  — предел регулирования теплопроизводительности горелки.

Для газогорелочных устройств, работающих на низком давлении газа (до  $200 \text{ мм вод. ст.}$ ), предел регулирования, установленный потребителем, должен быть не менее  $n' = 5 : 1$ ; для газогорелочных устройств, работающих на среднем давлении газа (от  $200$  до  $10 \text{ тыс. мм вод. ст.}$ ), не менее  $n' = 2 : 1$ .

Упрощенная методика расчета горелок атмосферного типа. Исходными данными для расчета размеров газовых горелок являются максимальный расход газа  $B \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $V_{г} \text{ м}^3/\text{ч}$  или максимальная теплопроизводительность горелки  $Q = B Q_{н}^p \text{ ккал/ч}$ , давление газа перед соплом горелки в  $\text{мм вод. ст.}$  ( $\kappa\Gamma/\text{м}^2$ ), теплота сгорания газа  $Q_{н}^p \text{ ккал/м}^3$ , удельный вес газа  $\gamma_0 \text{ кг/м}^3$  или  $\gamma_{г} \text{ кг/м}^3$ , химический состав газа.

Расчет ведется для горелки атмосферного типа, схема которой с обозначениями приведена на рис. 2.10.

1. Если давление газа перед соплом не превышает  $1000 \text{ мм вод. ст.}$ , скорость истечения газа из сопла определяют по формуле

$$v_{г} = \varphi \sqrt{\frac{2g \Delta p}{\gamma_{г}}}, \quad (2.22)$$

где  $\Delta p$  — перепад давления в  $\kappa\Gamma/\text{м}^2$  ( $\text{мм вод. ст.}$ );  $g$  — ускорение силы тяжести, равное  $9,81 \text{ м/сек}^2$ ;  $\gamma_{г}$  — удельный вес газа в  $\kappa\Gamma/\text{м}^3$ ;  $\varphi$  — коэффициент истечения;

$$\Delta p = p_1 - p_c = p_1,$$

где  $p_c$  — давление среды, в которую вытекает газ, в  $\kappa\Gamma/\text{м}^2$ .

Так как для горелок атмосферного типа  $p_c$  равно атмосферному давлению, то  $\Delta p = p_1$ .

Коэффициент  $\varphi$ , учитывающий распределение скоростей потока газа по сечению сопла и сопротивление потоку, зависит от формы сопла. Некоторые значения коэффициентов истечения  $\varphi$  для сопла с цилиндрической частью и углом  $\alpha_c = 45^\circ$  (см. рис. 2.10) можно привести здесь в зависимости от  $l/d_1$ , так,  $\varphi = 0,75$  при  $l/d_1 = 0,18$ ;  $\varphi = 0,90$  при  $l/d_1 = 0,56$ . Значения  $\varphi$  приведены во всех справочниках.

2. Определяют площадь газового сопла  $f_1$  (или суммарную площадь всех сопел для многосопловой горелки  $\sum f$ ):

$$f_1 = \frac{V_{г} \cdot 10^6}{3600 v_{г}} \text{ м}^2. \quad (2.23)$$

3. Определяют диаметр газового сопла:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4f_1}{3,14}} \text{ мм} \quad (2.24)$$

или

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \sum f}{3,14 n_1}} \text{ мм}, \quad (2.25)$$

где  $n_1$  — число сопел в многосопловой горелке.

4. Задают степень подсоса количества первичного воздуха  $\alpha'$ . Для сжигания природного газа в горелках атмосферного типа  $\alpha'$  в пределах 0,40—0,60, для сжиженных углеводородных газов в пределах 0,5—0,7 и при сжигании коксового и сланцевого газов 0,3—0,5.

В горелках, снабженных стабилизаторами фронта воспламенения, содержание первичного воздуха можно увеличить.

5. Определяют диаметр камеры смешения (см. рис. 2.10):

$$d_3 = d_1 \sqrt{(1 + \alpha' L_0)(1 + \alpha' L_0 z)} \text{ мм}, \quad (2.26)$$

где  $\alpha' L_0$  — количество воздуха, инжектируемого для горения, в  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;  $z = \gamma_B/\gamma_0$ ;  $\gamma_B$  — удельный вес инжектируемого воздуха в  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Диаметр конфузора (расширенной части инжектора)  $d_2$  и диаметр  $d_4$  принимаются по экспериментальным данным.

6. Диаметр входного сечения конфузора смесителя

$$d_2 = (1,5 \div 2,0) d_3 \text{ мм}. \quad (2.27)$$

7. Диаметр выходного сечения диффузора

$$d_4 = (2 - 2,2) d_3 \text{ мм}. \quad (2.28)$$

8. Длина камеры смешения

$$l_2 = (1 - 2) d_3 \text{ мм}. \quad (2.29)$$

Суммарный угол сужения конфузора обычно принимают в пределах 45—90°. Для уменьшения потерь на входе лучше принимать меньший угол конфузора с тем, чтобы уменьшить угол встречи газового и воздушного потоков, но при этом увеличится длина конфузора.

9. Длина конфузора

$$l_1 = (1,5 \div 2,0) d_3 \text{ мм}. \quad (2.30)$$

10. Угол расширения диффузора  $\beta$  в пределах 6—9°; при больших значениях угла возможен отрыв струи и дополнительные потери энергии.

11. Длина диффузора

$$l_3 = \frac{d_4 - d_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \text{ мм}. \quad (2.31)$$

12. Скорость газовой смеси в огневых отверстиях горелок для природного газа в пределах  $v_{\text{огн}} = 2-3 \text{ м/сек}$  (при наличии стабилизаторов — керамических поверхностей, расположенных напротив огневых отверстий, эта скорость может быть увеличена). (Приложение 1).

13. Определяют суммарную площадь огневых отверстий горелки:

$$\sum f_{\text{огн}} = \frac{V_{\text{см}}}{3600 v_{\text{огн}}} = \frac{V_{\text{см}} (1 + \alpha' L_0)}{3600 v_{\text{огн}}} \text{ м}^2, \quad (2.32)$$

где  $V_{\text{см}}$  — объем газовой смеси в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $v_{\text{огн}}$  — скорость газовой смеси на выходе из отверстий.

Размер огневых отверстий в газовом коллекторе выбирают в зависимости от вида газа, процентного содержания первичного воздуха в смеси и предельной скорости ее истечения из огневых отверстий по графикам приложения 1 на рис. 1—4, а для огневых насадков (кратеров горелок) по графикам на рис. 5 и 6. Эти графики заимствованы из работы Н. Л. Стаскевича [139]. Они составлены на основании обобщения экспериментальных работ, выполненных ЛНИИ АКХ и другими организациями.

14. По выбранному размеру  $d_{\text{огн}}$  определяют число отверстий:

$$n'' = \frac{\sum f_{\text{огн}}}{\frac{\pi}{4} d_{\text{огн}}^2}. \quad (2.33)$$

15. Выбирают схему расположения отверстий в один или два ряда. При большем числе рядов на газовом коллекторе подвод воздуха к средним рядам затруднен.

Шаг огневых отверстий выбирают в пределах

$$s = (3 \div 4) d_{\text{огн}} \text{ мм}. \quad (2.34)$$

Значения  $s$  уточняются по данным табл. 2.6; на ней приведены расстояния между осями огневых отверстий в зависимости от размера и коэффициента избытка воздуха  $\alpha'$ .

Таблица 2.6

Расстояние между осями огневых отверстий в зависимости от их размера и коэффициента избытка первичного воздуха  $\alpha'$

Диаметр огневого отверстия, мм	Максимальное расстояние в зависимости от величины $\alpha'$ , мм								Минимальное расстояние в зависимости от величины $\alpha'$ , мм							
	$\alpha' = 0$		$\alpha' = 0,2$		$\alpha' = 0,4$		$\alpha' = 0,6$		$\alpha' = 0$		$\alpha' = 0,2$		$\alpha' = 0,4$		$\alpha' = 0,6$	
	$s$	$s/d$	$s$	$s/d$	$s$	$s/d$	$s$	$s/d$	$s$	$s/d$	$s$	$s/d$	$s$	$s/d$	$s$	$s/d$
1,0	15	45	7	7	4	4	—	—	7	7	5	5	4	4	—	—
2,0	20	10	13	6,5	8	4	6	3	11	5,5	9	4,5	7	3,5	5	2,5
3,0	22	7,3	18	6,0	12	4	8	2,7	14	4,7	12	4,0	9	3,0	6	2,0
4,0	24	6,0	20	5,0	15	3,8	11	2,7	16	4,0	14	3,5	12	3,0	8	2,0
5,0	27	5,4	23	4,6	19	3,8	15	3,0	18	3,6	16	3,2	14	2,8	10	2,0
6,0	30	5,0	26	4,3	22	3,7	18	3,0	20	3,3	18	3,0	16	2,7	13	2,1



Можно видеть, что при расположении огневых отверстий в два и более рядов расстояния между отверстиями рекомендуется принимать близкими к максимальным.

Глубину отверстий рекомендуют принимать до трех диаметров, но для крупных отверстий не более 13 мм.

Опасность проскока пламени внутрь горелки уменьшается при снижении диаметров горелочных отверстий. Располагать их лучше в шахматном порядке.

16. Коэффициент инжекции горелки для природного газа который для атмосферных горелок совпадает с коэффициентом первичного воздуха ( $\alpha'$ ), может быть проверен по приближенной формуле [132]

$$\alpha' = \frac{0,62 \cdot 10^6}{L_0} \frac{\sqrt[4]{P_1 i_v} \sqrt[4]{f_{\text{диф. ср}} \sum f_{\text{огн}}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}} \sqrt{B}}, \quad (2.35)$$

где  $L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха; для природного газа  $L_0 = 9,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;  $i_v$  — относительный удельный вес газа (по отношению к воздуху)  $f_{\text{диф. ср}}$  — средняя площадь диффузора в  $\text{м}^2$ :

$$f_{\text{диф. ср}} = \frac{\pi}{8} (d_3^2 + d_4^2); \quad (2.36)$$

$\sum f_{\text{огн}}$  — суммарная площадь огневых отверстий в  $\text{м}^2$ .

Если величина  $\alpha'$ , определенная по формуле (2.35), отличается от ранее выбранной в меньшую сторону более чем на 20%, то надо увеличить площадь огневых отверстий (задавшись несколько меньшей величиной  $r_{\text{огн}}$ ) и произвести пересчет на другие отверстия.

Упрощенная методика расчета инжекции новых горелок. Выше уже отмечалось, что работа инжектора среднего давления принципиально не отличается от работы инжектора низкого давления в горелках атмосферного типа. Давление газов в сечении выходного отверстия сохраняет постоянное значение, равное давлению окружающей среды, лишь до тех пор, пока отношение  $p_1/p_2 < v_{\text{кр}}$ . С достаточной для практики точностью для природных газов можно принять значение  $v_{\text{кр}} = 1,85$ . Принимая абсолютное давление  $p_2 = 1 \text{ ат}$ , находим абсолютное критическое давление  $p_1 = p_2 \cdot 1,85 = 1,85 \text{ ат}$ .

Процесс инжекции воздуха газом изменится, если начальное давление  $p_1$  превысит критическую величину 1,85 ат.

Уравнение (2.26), устанавливающее связь между диаметром газового сопла  $d_1$  и диаметром камеры смешения  $d_3$ , действительно и для инжекторов среднего давления. При этом коэффициент избытка воздуха  $\alpha' > 1,0$ .

Подсчет скорости истечения газа из сопла инжектора среднего давления при  $p_1 > 1000 \text{ мм вод. ст.}$ , но при  $p_1/p_2 < v_{\text{кр}}$ , следует производить по формуле адиабатического истечения:

$$v_{\text{r}} = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\gamma_{\text{r}}} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (2.37)$$

где  $k = C_p/C_v$  — показатель адиабаты, равный для природного газа 1,3;  $p_1$  — абсолютное давление газа перед соплом в  $\text{кг}/\text{м}^2$ ;  $p_2$  — абсолютное давление газа на выходе из сопла, равное  $10\,333 \text{ кг}/\text{м}^2$ ;  $\gamma_{\text{r}}$  — удельный вес газа перед соплом при давлении  $p_1$  в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\varphi$  — коэффициент истечения. Остальные обозначения такие же, как в формуле (2.22).

Соответственно расход газа в  $\text{м}^3/\text{сек}$  определяется по формуле

$$V_{\text{r}} = 3600 f \varepsilon v_{\text{r}}, \quad (2.38)$$

где  $\varepsilon$  — коэффициент истечения, учитывающий сжатие струи и принимаемый в пределах 0,7—0,87 [139];  $f$  — площадь поперечного сечения сопла в  $\text{м}^2$ .

В тех случаях, когда  $p_1/p_2 > v_{\text{кр}}$ , приходится ставить сопло Лаваля и вести расчет по формуле (2.17).

По скорости  $v_{\text{r}}$  и расходу газа  $V_{\text{r}}$  определяется сечение сопла по уравнению (2.23) и его диаметр по уравнению (2.24), а затем по уравнению (2.26) диаметр камеры смешения  $d_3$ .

При противодавлении в камере горения уравнение (2.26) нужно водоизменить введением в него к. п. д. диффузора:

$$d_3 = d_1 \sqrt{(1 + \alpha' L_0)(1 + \alpha' L_0 z)(2 - \eta_{\text{диф}})}, \quad (2.39)$$

где  $\eta_{\text{диф}}$  — к. п. д. диффузора, равный 0,82—0,84.

Скорость  $v_3$  в камере смешения должна быть для преодоления сопротивления движению в трубе больше скорости вылета из кратера газозооной смеси. Поэтому диаметр кратера  $d_0$  должен быть больше диаметра  $d_3$  камеры смешения.

Соотношения между основными размерами смесителей среднего давления, получивших наибольшее распространение, следующие:

длина камеры смешения (включая длину конфузора-инжектора) в зависимости от диаметра камеры

$$l_1 + l_2 = (4 \div 6) d_3 \text{ мм}; \quad (2.40)$$

диаметр устья диффузора

$$d_4 = (1,5 \div 1,7) d_3 \text{ мм}; \quad (2.41)$$

диаметр кратера

$$d_0 = (1,05-1,1) d_3. \quad (2.42)$$

Выходная скорость газовоздушной смеси ( $\alpha' \geq 1$ ) из кратера, как выше уже отмечалось, должна составлять для природных газов 10—20 м/сек, а для коксовых и других газов с высокой скоростью распространения пламени 15—30 м/сек. Высокие скорости допустимы при попадании смеси в керамический туннель или при направлении струи на раскаленные керамические горки.

Если топка не имеет туннеля, а наоборот, ее стены экранированы водоохлаждаемыми трубами или охлаждаемыми поверхностями, то такие скорости недопустимы из-за возможного отрыва и погасания факела пламени. Предельные выходные скорости для этих случаев могут быть определены по графикам рис. 5 и 6 в приложении 1. Все остальные размеры смесителей определяются по тем же зависимостям, которые приведены для расчета горелок атмосферного типа.

Иногда приходится использовать газовые горелки для сжигания в них газа, отличающегося по характеристике от тех, на которые они были рассчитаны и изготовлены.

Для инжекционных горелок среднего давления, работающих с искусственными стабилизаторами факела пламени, приспособление горелок для работы на другом виде газа может быть осуществлено также заменой сопел.

Размер нового сопла может быть определен по следующей формуле:

$$d_1 = d \sqrt{\frac{Q_H^p}{Q_H^{p'}}} \sqrt{\frac{\gamma'}{\gamma}}, \quad (2.43)$$

где  $d$  — существующий диаметр сопла, соответствующий калорийности  $Q_H^p$  и удельному весу  $\gamma$ ;  $d_1$  — искомый диаметр сопла для газа калорийности  $Q_H^{p'}$  и удельного веса  $\gamma'$ .

\*\*\*\*\*

### Глава 3

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ОГНЕВЫХ СТЕНДАХ

Исследованием газовых горелок и их элементов на аэродинамических стендах и в натуре впервые в нашей стране начали заниматься в лаборатории моделирования ЦКТИ\* [50, 51, 92—94] и других институтах в начале 30-х годов.

При проведении этих исследований был установлен ряд основных зависимостей между конструктивными параметрами горелки круглого сечения и ее характеристиками. В дальнейшем будем именовать ее круглой горелкой. Технический интерес представляют такие характеристики: аэродинамическое сопротивление отдельных каналов горелки, равномерность распределения потоков в устье, углы раскрытия факелов, размеры области, занятой возвратными токами в факеле и в сечении устья, дальность факелов, скорости поля в различных сечениях в горелке и в факеле и другие.

Все установленные зависимости приводятся (в отмеченных выше работах) в обобщенных безразмерных величинах в соответствии с требованиями теории подобия; это позволяет широко использовать их для подобных или конструктивно близких устройств.

До сих пор еще нет строгой терминологии горелочных устройств и в разных проектных и эксплуатационных организациях одни и те же горелки называются по-разному. Выше было сказано, что горелки круглого сечения будем называть круглыми, такое название удобно только для отличия их от горелок прямоугольного сечения, называемых щелевыми. Однако следует различать горелки по более принципиальным показателям. В самом деле, круглые горелки могут иметь прямоточный поток воздуха и закрученный; при этом их характеристики и создаваемые горелками факелы резко различны. В связи с этим горелки с закрученным потоком

\* Аэродинамические исследования струевых течений и горелок различных систем и их элементов производились в ЦКТИ А. А. Сахаровой, Ф. Ф. Чечулиным и автором под руководством С. Н. Сыркина, Д. Н. Ляховского и И. О. Замазий.

воздуха часто ошибочно называют турбулентными горелками. Это название неправильно потому, что все горелочные устройства промышленных печей и топок работают при турбулентном режиме, в том числе и с прямоточным (незакрученным) потоком воздуха.

Р. Б. Ахмедов в своей работе [10] предложил называть круглые горелки с закрученным потоком воздуха не турбулентными, а вихревыми. Нам представляется, что это название правильно отражает основную их характеристику.

Сопротивление горелочного устройства далеко не всегда однозначно характеризует смесеобразующие его свойства. Наряду с полезными затратами, действительно расходными на смесеобразование, а также способствующими равномерному распределению потока в устье, в горелке имеются такие потери энергии, которые не вызваны необходимостью улучшения ее работы и от которых необходимо избавляться (вредные затраты). Следует стремиться к созданию в горелках смесеобразования, обеспечивающего при минимальных затратах энергии и избытках воздуха полноту сжигания газа и факел пламени, удовлетворяющий требованиям технологии данной установки. Очень важно уметь управлять процессом смесеобразования, чтобы удовлетворять требованиям различных технологических установок.

Выше уже говорилось, что в современных топках и печах процессы сжигания газа происходят при умеренных форсировках. Поэтому не требуется прибегать к усиленной интенсификации смешения в горелках применением устройств для закручивания воздуха, обладающих, как правило, повышенными сопротивлениями по сравнению с горелками с прямоточным потоком воздуха. Однако в связи с применением комбинированных горелок в топках паровых котлов вынужденно применяются газогорелочные устройства с закрученным воздушным потоком. Можно надеяться, что исследование закономерностей процессов, происходящих в горелках, позволит при разработке комбинированных горелочных устройств снизить сопротивление по воздушному тракту на газовом режиме без нарушения процесса сжигания основного топлива.

Сопротивление горелки характеризуется ее коэффициентом сопротивления  $\zeta$ , который можно отнести к любому сечению горелки. При отнесении  $\zeta$  к устью потеря напора относится к скоростному напору в живом сечении устья горелки, равному  $\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2)$ , где  $d$  — диаметр внешнего кольца канала вторичного воздуха в устье, а  $d_0$  — диаметр внутреннего кольца того же канала в устье. Коэффициент сопротивления определяется по формуле

$$\zeta_y = \frac{2\Delta p g}{\gamma_B v_y^2} + \left( \frac{F_y}{F_{\Pi}} \right)^2, \quad (3.1)$$

где  $\Delta p$  — разность статического давления в подводящем патрубке горелки и в атмосфере (в топке) в мм вод. ст. или в кг/м<sup>2</sup>;  $\gamma_B$  — удель-

ный вес воздушного потока в кг/м<sup>3</sup>;  $v_y$  — средняя расходная скорость в устье в м/сек;  $F_y$  — площадь живого сечения устья в м<sup>2</sup>;  $F_{\Pi}$  — площадь живого сечения подводящего патрубка в м<sup>2</sup>.

Величина коэффициента гидравлического (аэродинамического) сопротивления зависит еще от равномерности скоростного поля на входе в горелку. Неравномерность скоростного поля вызывает повышение  $\zeta$ . При исследовании моделей в лаборатории, как правило, соблюдаются условия, обеспечивающие ровное поле в подводящем патрубке. Как показали наши испытания горелок в производственных условиях, где ровное скоростное поле выдержать не удается, коэффициент сопротивления  $\zeta$  несколько повышается по сравнению со значениями, определенными в лабораторных условиях. Это связано также и с большей шероховатостью поверхности стенок натуральных горелок, в то время как их модели изготавливаются из гладкой жести.

Для расчета горелок в производственных условиях без специальных устройств, выравнивающих входные скоростные поля, можно принять коэффициенты сопротивления увеличенными на 25%.

В тех случаях, когда коэффициент сопротивления относился к скорости в подводящем патрубке, он рассчитывался соответственно по формуле

$$\zeta_{\Pi} = \frac{2\Delta p g}{\gamma_B v_{\Pi}^2} + 1, \quad (3.2)$$

где  $v_{\Pi}$  — средняя расходная скорость в живом сечении подводящего патрубка.

Равномерность распределения скорости воздушного потока по окружности горелки в устье и создание больших углов расхождения факелов могут быть обеспечены двумя различными способами: закручиванием потока и раздачей осевого прямоточного потока при помощи направляющих конусов (рассекателей). Угол раскрытия факела с некоторой поправкой соответствует углу направляющего конуса.

Известны четыре основных способа подвода воздуха в горловину вихревой горелки с целью его закрутки: тангенциальный простой (рис. 3.1, а); тангенциальный улиточный (рис. 3.1, б); тангенциальный лопаточный (рис. 3.1, в); осевой лопаточный (рис. 3.1, г).

Для организации осевого прямоточного потока могут использоваться два способа подвода: простой осевой подвод каналом постоянного сечения и осевой подвод из короба, назначение которого погасить скоростную неравномерность при входе в горловину горелки. Все эти приемы подачи воздуха в горловину горелки широко используются на практике.

Ниже рассматриваются некоторые из этих способов подачи воздуха в горловины горелок и характеристики потоков, выходящих из устья.

При всех приемах подачи все же имеется неравномерность распределения скорости по выходному сечению горелки. Под скоростью неравномерностью в устье понимается отношение разности между максимальной и минимальной скоростями на окружности наибольших скоростей в устье к средней скорости на этой же окружности  $v_m$ :

$$\epsilon = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_m} \quad (3.3)$$

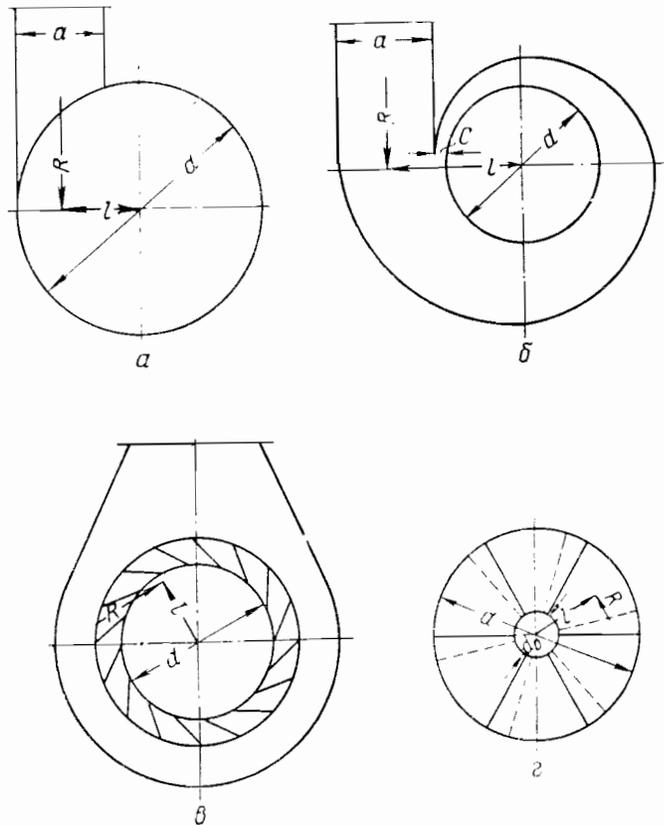


Рис. 3. 1. Схемы подвода воздуха в горелку.

*a* — простой тангенциальный подвод; *б* — тангенциальный улиточный; *в* — тангенциальный лопаточный; *г* — осевой лопаточный.

Угол раскрытия факела определялся двумя способами. Первый способ — измерение скоростных полей в факеле скоростной трубкой. По скоростным полям находились границы факела на данном расстоянии от устья. Второй способ — определение угла отклонения вектора скорости в устье от направления оси, замеренного транспортиром, снабженным флюгерком с осью в центре

транспортира. Удвоенный угол отклонения вектора скорости в устье должен с известным приближением равняться углу раскрытия факела. При сравнении угла, определенного двумя способами измерения — по вектору скорости в устье и по скоростным полям, замеренным в факеле, выяснилось, что угол, замеренный первым способом, был больше угла, определенного вторым способом. В связи с тем, что оболочка полого факела вблизи устья имеет тенденцию к сжатию, вызванному разрежением во внутренней области, за половину угла расхождения факела, там, где это не оговаривается, принят угол  $\alpha_f$ , определенный по скоростным полям.

Изменение скорости вдоль факела. Факел из вихревой горелки выходит с большим углом раскрытия и в первом приближении распространяется по поверхности гиперболоида, так как каждая элементарная струйка продолжает движение по касательной к спиральной линии в точке пересечения последней с плоскостью устья. При этом воздушный факел представляет собой постепенно уширяющуюся кольцевую пленку, имеющую разрежение в устье и обратные потоки по ее оси, направленные к горелке.

Следовательно, основной поток проходит узким сечением, прилегающим к периферии факела. Скорости вдоль факела измерялись в различных сечениях по четырем радиусам в каждом; при этом находилась окружность наибольших скоростей; средняя скорость на этой окружности и считалась максимальной скоростью факела на данном расстоянии от устья  $v_m$ . Затем эта скорость относилась к скорости в устье  $v_{m0}$ .

Во всех случаях, когда изменение средней скорости вдоль факела относится к факелу, состоящему из двух компонентов (первичный и вторичный воздух),  $v_{m0}$  рассчитывалась как средняя эквивалентная по количеству движения компонентов:

$$v_{m0} = \frac{q_1 v_1^2 f_1 + q_2 v_2^2 f_2}{q_1 v_1 f_1 + q_2 v_2 f_2} \quad (3.4)$$

где  $v_1$  — средняя величина вектора скорости в устье первичного воздуха;  $v_2$  — средняя величина вектора скорости в устье вторичного воздуха;  $f_1$  — сечение устья первичного воздуха;  $f_2$  — сечение устья вторичного воздуха;  $q_1$  и  $q_2$  — плотность первичного и вторичного воздуха соответственно.

Изменение средних осевых скоростей факела в работах ЦКТИ везде представлено как функция относительного расстояния от устья

$$\frac{v_m}{v_{m0}} = f\left(\frac{x}{d}\right),$$

где  $x$  — абсолютное расстояние данного сечения факела от устья;  $d$  — диаметр устья.

### ПРОСТОЙ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЙ ПОДВОД

Простой тангенциальный подвод исследован с цилиндрическим, конусным и кольцевым устьями.

Устройство с цилиндрическим устьем состоит из полого цилиндра длиной  $l$  и диаметром  $d$ , в который подводится воздух по тангенциально расположенному к нему патрубку длиной  $b$  и шириной  $a$ , причем внешняя сторона патрубка является касательной к образующей цилиндра (рис. 3.2). Устройство исследовалось в свободном пространстве без ограничивающих область распространения факела стенок и без фронтальной стенки, которая, как показали дальнейшие опыты, в некоторых случаях существенно влияет на угол раскрытия и дальнюю часть факела.

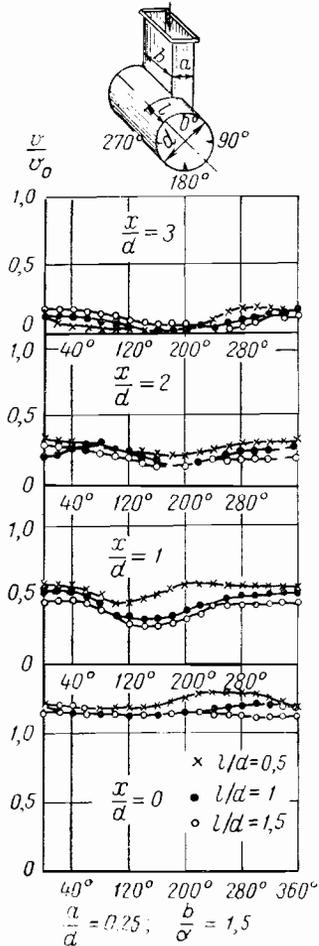


Рис. 3.2. Устройство с простым тангенциальным подводом и цилиндрическим устьем ( $a/d = 0,25$ ;  $b/d = 1,5$ ).

По оси абсцисс дана развертка окружности устья. Представленные кривые наглядно показывают зависимость скоростной неравномерности как в устье, так и на приведенных расстояниях от него при степени тангенциальности  $a/d = 0,25$ , при различных длинах цилиндрической полости  $l/d$ .

В конструкции изменяли основные параметры: степень тангенциальности подвода в пределах  $a/d = 1 \div 0,25$  (с интервалом через 0,25); длину тангенциального подвода в пределах  $b/d = 1,5 \div 0,5$  (с интервалом через 0,5); длину цилиндрической полости в пределах  $l/d = 0,5 \div 1,5$  (с интервалом через 0,5).

На рис. 3.2, помимо исследованной конструкции, приведена первичная обработка опытных данных, полученных в устройстве с простым тангенциальным подводом и полым цилиндрическим устьем при значениях конструктивных параметров  $a/d = 0,25$ ,  $b/d = 1,5$ , при трех значениях  $l/d$  (0,5, 1,0 и 1,5). На нем видно изменение по окружности наибольших скоростей: в устье и на различных расстояниях  $x/d$  в факеле.

По оси ординат отложена относительная скорость  $v/v_0$ :

$$v_0 = \sqrt{v_{\text{пост}}^2 + v_{\text{танг}}^2}, \quad (3.5)$$

где  $v_{\text{пост}}$  — средняя расходная скорость в устье (поступательная);  $v_{\text{танг}}$  — средняя расходная скорость в подводящем патрубке (тангенциальная).

По оси абсцисс дана развертка окружности устья. Представленные кривые наглядно показывают зависимость скоростной неравномерности как в устье, так и на приведенных расстояниях от него при степени тангенциальности  $a/d = 0,25$ , при различных длинах цилиндрической полости  $l/d$ .

Рассмотрим наиболее характерную нижнюю группу кривых, относящихся к устью. Скоростная неравномерность в устье, как показала обработка опытных данных, составляет 17%. Зависимость скоростной неравномерности от длины цилиндрической полости слабая, поэтому для выравнивания скоростей можно практически ограничиться отношением  $l/d = 1$ . Верхняя группа кривых относится к сечению на расстоянии трех калибров от устья.

Опыты показали, что увеличение длины тангенциального подвода отрицательно влияет на равномерность скоростей в устье и в факеле.

Изменение скоростей в устройствах с малой степенью тангенциальности (большие значения параметра  $a/d = 0,5$  и  $0,75$ ) характеризуется значительной неравномерностью, и эти устройства не представляют технического интереса.

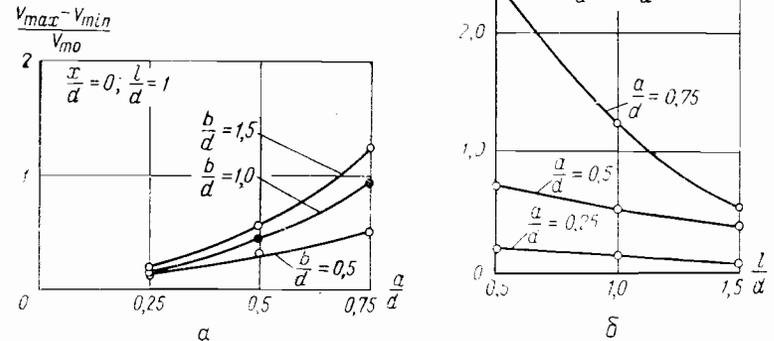


Рис. 3.3. Зависимость скоростной неравномерности от конструктивных параметров горелки.

$a$  — от степени тангенциальности;  $b$  — от длины цилиндрической части.

Зависимость скоростной неравномерности в устье от основных конструктивных параметров устройства представлены на рис. 3.3,  $a$  и 3.3,  $b$ .

На рис. 3.3,  $a$  видно, что с увеличением параметра  $a/d$  (малая степень тангенциальности) увеличивается скоростная неравномерность. Существенно слабее влияние длины подвода  $b/d$ , являющейся параметром этого графика в интересующей нас области, при больших степенях тангенциальности ( $a/d = 0,25$ ) оно едва заметно.

На рис. 3.3,  $b$  дана зависимость скоростной неравномерности от длины цилиндрической полости ( $l/d$ ) при различных степенях тангенциальности подвода. Для интересующей нас большой степени тангенциальности подвода ( $a/d = 0,25$ ) увеличение длины цилиндрической полости слабо влияет на выравнивание поля скоростей.

Средние скорости вдоль факела сильно уменьшаются с увеличением степени тангенциальности, т. е. с уменьшением  $a/d$  (верхняя половина табл. 3.1).

В таблице приведены значения относительной длины факела, условно принятой за расстояние от устья, в калибрах устья горелки

Таблица 3.1

Относительная длина факела (в диаметрах устья  $d$ ) в зависимости от конструктивных параметров при простом тангенциальном подводе ( $\frac{l}{d} = 1$ )

$\frac{b}{d}$	$\frac{d_K}{d}$	$\frac{a}{d}$		
		0,25	0,5	0,75
0,5	1,0	1	1,4	2,4
1,0	1,0	1,3	3,3	6
1,5	1,0	2,0	4,5	8
1,0	0,75	1,7	5,2	15
1,0	0,5	4,0	8,5	20

$d$ , на котором  $\xi_m/\xi_0 = 0,2$ . Так, например, в средней строке таблицы при значении параметров  $a/d = 0,25$ ,  $b/d = 1,5$  и  $l/d = 1$ , относительная длина факела равна двум калибрам устья. Если, например, устье имеет значение  $0,5$  м, то длина факела (уже абсолютная) равна  $1$  м ( $2 \times 0,5$  м =  $1$  м). Чем длиннее подвод, тем больше дальностью факела (уменьшается угол раскрытия). Соответственно угол раскрытия факела увеличивается с увеличением степени

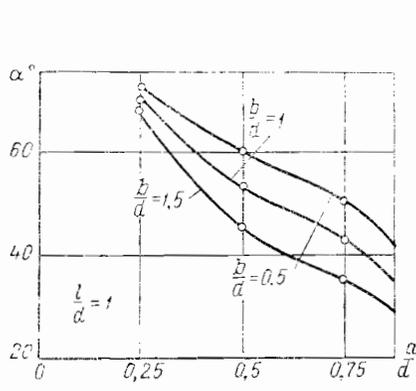


Рис. 3.4. Зависимость угла раскрытия факела от степени тангенциальности и длины тангенциального подвода.

тангенциальности (т. е. с уменьшением  $a/d$ ) и с уменьшением длины тангенциального подвода ( $b/d$ ). Так, при  $a/d = 0,25$  и  $b/d = 1,0$  угол  $\alpha_f = 70^\circ$  (рис. 3.4).

Коэффициент сопротивления устройства, отнесенный к скоростному напору в патрубке, приведен на рис. 3.5. При таком способе подсчета коэффициента сопротивления для значений  $b/d = 0,5$  и  $1,0$   $\xi_n$  почти не зависит от степени тангенциальности, а при  $b/d = 1,5$   $\xi_n$  с уменьшением степени тангенциальности даже увеличивается.

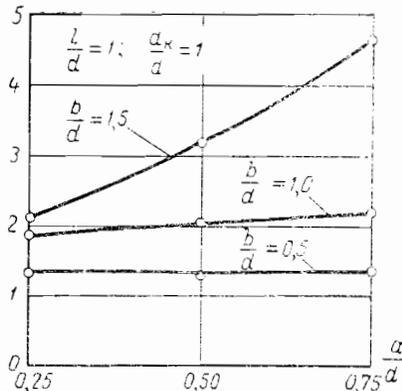


Рис. 3.5. Зависимость коэффициента сопротивления устройства от степени тангенциальности и длины тангенциального подвода.

В лаборатории Института использования газа АН УССР также проводились исследования круглых горелок на аэродинамических и огневых моделях [131].

При исследовании простого тангенциального устройства с цилиндрическим устьем при значении  $b = d$  изучалось разрежение  $\Delta p$  на оси цилиндрического канала в зависимости от средней приведенной к сечению скорости ( $w_{пр}^{oc}$ ) закрученного потока:

$$w_{пр}^{oc} = \frac{V_{возд}}{3600 \pi R^2} \quad (3.6)$$

Эта зависимость, построенная графически на рис. 3.6, имеет вид квадратичной параболы, проходящей через начало координат:

$$\Delta p = A (w_{пр}^{oc})^2, \quad (3.7)$$

где  $A$  — константа, зависящая от параметра  $ab/d^2$ .

При  $b = d$  значения  $A$  приведены в табл. 3.2 для трех различных положений языкового шибера.

Таблица 3.2  
Значения коэффициентов  $A$  в уравнении (3.7)

Степень крутки $n = ab/d^2$	Коэффициент $A$
0,200	2,20
0,250	2,00
0,350	1,22

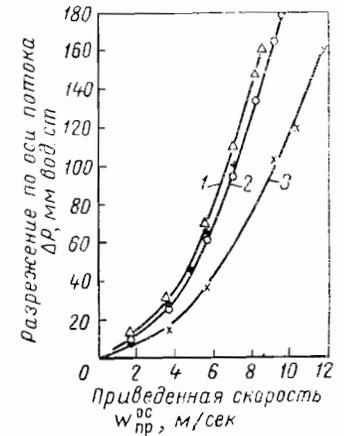


Рис. 3.6. Разрежение по оси цилиндрического канала при простом тангенциальном подводе.

1 —  $ab/d^2 = 0,35$ ,  $a/b = 0,35$ ;  
2 —  $a'/b = 0,25$ ; 3 —  $a'/b = 0,20$ .

В случае пережима патрубка шибром размер  $a$  принимается равным ширине, оставшейся для прохода воздуха. С уменьшением размера  $a$  и соответственно параметра  $a'b/d^2$  и сохранением расхода увеличивается момент воздушного потока относительно оси горелки, а следовательно, увеличивается и его закрутка, определяемая степенью тангенциальности  $a/d$ ; чем меньше  $a/d$ , тем больше закрутка и соответственно разрежение в устье горелки. При постоянном расходе воздуха, соответствующем  $w_{пр}^{oc} = 8,2$  м/сек, изменение тангенциальной скорости  $w_r$  путем изменения шибром размера  $a'$  и, следовательно, параметра  $a'b/d^2$  с  $0,35$  до  $0,20$  приводило к увеличению разрежения на оси потока в устье с  $78$  до  $149$  мм вод. ст. Параметр  $a'b/d^2$  не однозначен параметру  $ab/d^2$  улитки при полностью открытом шибре, хотя эти параметры численно равны.

Изменение разрежения на оси горелки в зависимости от расстояния от начала тангенциального подвода приведено на рис. 3.7. На

графике видно, что максимальное разрежение имеется на оси цилиндрического канала у задней стенки горелки, и в направлении к устью наблюдается плавное уменьшение разрежения. Сравнение кривых 1 и 2 на рис. 3.7, полученных при одинаковом расходе, характеризует влияние степени тангенциальности  $a/d$  на разрежение в осевой области исследованного устройства. Еще интереснее было бы представить эти данные в безразмерном виде как отношение  $\Delta p / \rho v_{\max}^2$ ,

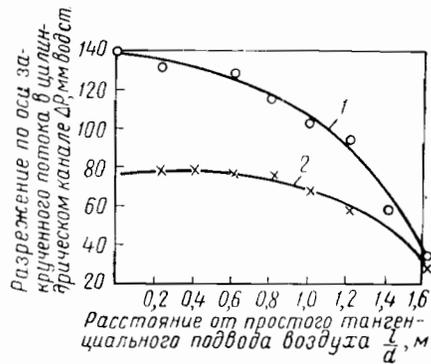


Рис. 3.7. Разрежение по оси закрученного воздушного потока в цилиндрическом канале при простом тангенциальном подводе воздуха и  $w_{\text{пр}}^{\text{ос}} = 8,2 \text{ м/сек.}$   
1 —  $a'b/d^2 = 0,250$ ; 2 —  $a'b/d^2 = 0,350$ .

лись углы наклона воздушного потока по отношению к вертикали. Для определения полей скоростей и давлений в потоке плоскостей цилиндрического канала была разбита на ряд концентрических кольцевых сечений. Средние значения углов  $\beta$  и скоростей  $w_{\text{пр}}^{\text{ос}}$  потока определялись интегрированием по площади поперечного сечения.

В табл. 3.3 приведены средние значения угла подъема потока. С приближением к стенке угол подъема потока увеличивается.

Таблица 3.3

Средний угол подъема потока по спирали при простом тангенциальном подводе воздуха

Показатели	$ab/d^2$		
	0,350	0,250	0,200
$\langle \beta_{\text{ср}} \dots$	35	25	22
$\sin \beta_{\text{ср}} \dots$	0,559	0,422	0,374

где  $v_{\max}$  — вектор максимальной скорости в устье горелки. Тогда кривая имела бы универсальный вид, характеризующий горелку данных конструктивных параметров при любой ее теплопроизводительности — максимальной или минимальной.

Для проверки зависимости в канале горелки действительной скорости потока (закрученного) от параметра  $a'b/d^2$  и расстояния от центра были поставлены соответствующие опыты.

На экспериментальной установке [131] при помощи уравновешенного флюгера с указывающей стрелкой фиксировались

При значении  $ab/d^2 = 0,35$  угол потока у наружной стенки составлял  $42-43^\circ$ , на расстоянии  $0,15-0,20R$  от стенки  $33-36^\circ$ , на расстоянии  $0,30-0,40R$  от стенки  $21-25^\circ$ . Аналогичное изменение угла потока по радиусу происходит и при улиточном подводе воздуха.

На рис. 3.8 приведены значения осевых скоростей воздуха

$$w_{\text{пр}}^{\text{ос}} = v_{\text{в}} \sin \beta,$$

$$v_{\text{в}} = \frac{w_{\text{пр}}^{\text{ос}}}{\sin \beta}, \quad (3.8)$$

где угол  $\beta$  принимался по экспериментальным данным.

Приведенные осевые скорости имеют аналогичный характер с обратными скоростями в центральной части канала. Изменение расхода воздуха через горелку не влияет на размеры зоны обратных токов.

Измерение распределения статического давления по сечению цилиндрического канала показывает, что свыше 70% площади сечения канала характеризуется наличием разрежения. Эта зона значительно превышает зону обратных токов, которая при исследованных значениях параметров составляла менее 50% площади устья.

Наличие зоны обратных токов в цилиндрическом канале горелки при сжигании газа является причиной втягивания фронта пламени в горелку, что приводит к сгоранию металлических частей горелок и фронтных плит.

С целью устранения зоны обратных токов проверялись два мероприятия: ввод части необходимого для горения воздуха прямоточным (незакрученным) потоком через заднюю стенку горелки по оси цилиндрического канала и установка вставки с плоскими лопатками для выравнивания скоростей по сечению цилиндрического канала. Это способствовало значительному выравниванию полей скоростей и устранению зоны разрежения.

Исследования гидравлического сопротивления подтвердили известный факт, что простой тангенциальный подвод воздуха, отличающийся простым изготовлением и меньшими габаритами,

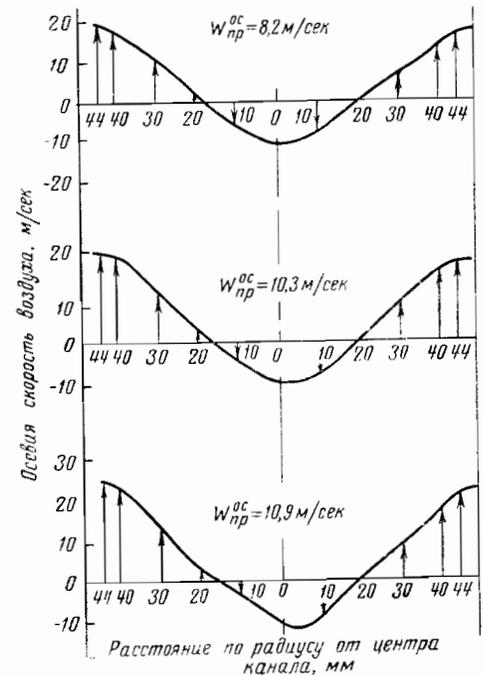


Рис. 3.8. Распределение осевых скоростей воздуха по радиусу в цилиндрическом канале при простом тангенциальном подводе и параметре  $ab/d^2 = 0,350$ .

характеризуется меньшим гидравлическим сопротивлением по сравнению, например, с улиточным.

В работе [131] отмечается, что при размерах патрубка  $a = 0,35d$ ,  $b = d$  ( $a'b/d^2 = 0,35$ ) и приведенной скорости  $10 \text{ м/сек}$  (что соответствует скорости воздуха в подводящем патрубке  $28,6 \text{ м/сек}$ ) потери давления при простом тангенциальном подводе составляли  $38 \text{ мм вод. ст.}$ , в то время как с улиточным тангенциальным подводом  $109 \text{ мм вод. ст.}$

Все же при таком сравнении необходимо учитывать степень скоростной неравномерности в устье, которая существенно больше в устройстве с простым тангенциальным подводом.

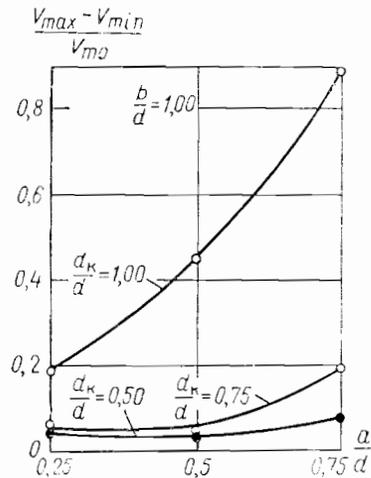
Результаты всех исследований показали:

устройство с простым тангенциальным подводом и цилиндрическим устьем создает удовлетворительное распределение потоков в устье при  $a/d \leq 0,3$  и  $b/d \leq 1$ ;

длина цилиндрической полости существенного влияния не оказывает и может выбираться из конструктивных соображений с учетом, что скоростная неравномерность несколько понижается с увеличением  $l/d$ ;

большую дальнюю боюность, меньшее сопротивление и малые углы раскрытия факела имеют горелки с вытянутой вдоль оси подводящего патрубка (большие значения  $b/d$  и соответственно большие значения  $a/d$ ).

Рис. 3. 9. Зависимость скоростной неравномерности от степени тангенциальности при конусном и цилиндрическом устьях.



Устройство с конусным устьем характеризуется отношением диаметра конуса  $d_k$  к диаметру цилиндра  $d$ . Для него будет дополнительный конструктивный параметр — конусность устья  $d_k/d$ . Опыты [92] показали, что применение конусного устья является эффективным конструктивным приемом воздействия на факел. Даже при конусности  $d_k/d = 0,75$  и незначительной тангенциальности ( $a/d = 0,75$ ) получается небольшая скоростная неравномерность в устье. Даже полное отсутствие тангенциальности (ширина подводящего патрубка равна диаметру цилиндра:  $a/d = 1$ ) и наличие одной лишь конусности устья обеспечивают довольно равномерное поле скоростей в устье.

На рис. 3.9 видно, что при конусном устье степень тангенциальности уже не имеет существенного значения для равномерности потока на выходе. Для наглядности туда же, кроме двух нижних кривых, относящихся к различной конусности устья ( $d_k/d = 0,75$

и  $d_k/d = 0,5$ ), приведена еще кривая скоростной неравномерности устройства с цилиндрическим устьем ( $d_k/d = 1$ ), взятая из рассмотренного ранее рис. 3.3, а.

Угол раскрытия факела на рис. 3.10 при увеличении конусности устья несколько снижается. Так, при  $a/d = 0,5$  увеличение конусности устья  $d_k/d$  от единицы до  $0,5$  снижает угол  $\alpha_\phi$  с  $53$  до  $45^\circ$ .

Небольшая конусность устья (до  $d_k/d = 0,75$ ) оказывает незначительное влияние на дальнюю боюность факела. Дальнейшее увеличение конусности (до  $d_k/d = 0,5$ ) уже заметно увеличивает дальнюю боюность факела (см. табл. 3.1). Если сравнить дальнюю боюность фа-

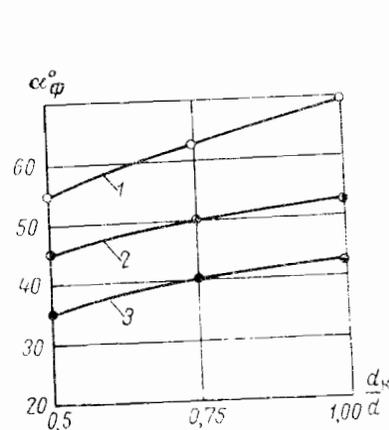


Рис. 3. 10. Зависимость угла раскрытия факела от конусности устья при  $b/d = 1$  и  $l/d = 1$ .  
1 —  $a/d = 0,25$ ; 2 —  $a/d = 0,5$ ; 3 —  $a/d = 0,75$ .

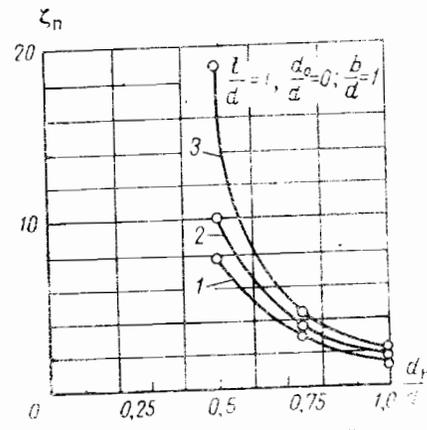


Рис. 3. 11. Зависимость коэффициента сопротивления устройства от конусности устья.  
1 —  $a/d = 0,25$ ; 2 —  $a/d = 0,5$ ; 3 —  $a/d = 0,75$ .

кела при одинаковом значении параметра  $a/d = 0,25$ , но уже при конусности устья  $d_k/d = 0,5$ , то она будет равна 4, вместо прежнего значения 2, т. е. факел стал в два раза дальнюю боюнее.

Представляло интерес выяснить, как выравнивание скоростного поля в устье сказалось на сопротивлении устройства. Из сопоставления коэффициентов сопротивления на рис. 3.11 и на рис. 3.5 можно видеть, что сопротивление при конусном устье больше, чем при цилиндрическом. Так, например, при  $a/d = 0,25$ ,  $b/d = 1$ ,  $l/d = 1$  и цилиндрическом устье  $\zeta_n = 1,8$  при тех же условиях и конусности устья  $d_k/d = 0,75$   $\zeta_n = 3,0$ .

Еще больше увеличится коэффициент сопротивления при переходе к конусности устья  $d_k/d = 0,5$ .

#### В ы в о д ы.

1. Устройство с простым тангенциальным подводом и конусным устьем может обеспечить удовлетворительное распределение потоков в устье при меньшей степени тангенциальности (чем при



цилиндрическом устье). Так, при значениях параметра  $d_n/d = 0,75$ ,  $a/d = 0,5$ ,  $b/d = 1,0$  и  $l/d = 1,0$  скоростная неравномерность в устье будет составлять  $\sim 6\%$ .

2. Сопротивление устройства увеличится, так как при этих значениях параметров коэффициент сопротивления  $\zeta_n = 3,5$ , против  $\zeta_n = 2$  для цилиндрического устья.

3. Относительная дальность факела будет составлять при данных значениях определяющих конструктивных параметров 5,2 против 3,3 при цилиндрическом устье.

4. Угол раскрытия факела уменьшится с  $53$  до  $50^\circ$  при переходе от цилиндрического на конусное устье.

Устройство с кольцевым устьем (рис. 3.12). В полую цилиндрическую часть введен внутренний цилиндр. Воздух входит в патрубок и выходит из кольцевой щели. Для устройства с полым устьем к основным конструктивным параметрам добавляется отношение внутреннего диаметра кольцевой щели к ее наружному диаметру  $d_0/d$ . В опытах этот параметр имел следующие значения: 0,5; 0,73 и 0,87.

На рис. 3.12 представлены опытные данные изменения скоростей на окружности наибольших скоростей в устье и на различных от него расстояниях  $x/d$  при значениях параметров  $a/d = 0,25$  и  $b/d = 1,5$ . Сравнение кривых в каждом данном сечении характеризует влияние конструктивного параметра  $d_0/d$ . Так, например, при значении параметра  $d_0/d = 0,5$  скорости в устье и в факеле уже достаточно выравнены. На рис. 3.13 скоростная неравномерность при-

водится в зависимости от  $d_0/d$  при различной тангенциальности и разных длинах подвода. На нем видно, что при значениях  $a/d = 0,25$  и  $0,5$  увеличение значений параметра  $d_0/d$  от нуля до 0,5

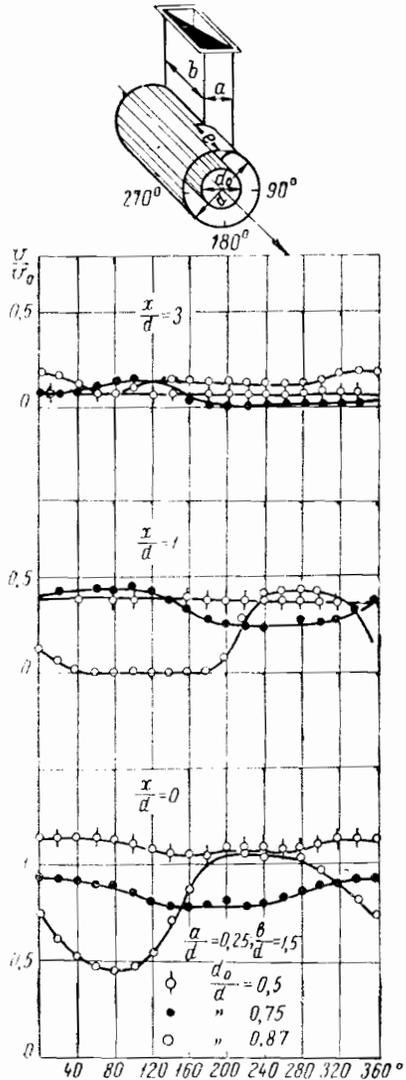


Рис. 3.12. Устройство с простым тангенциальным подводом и кольцевым устьем.

благоприятно действует на выравнивание скоростей в устье. Так, скоростная неравномерность уменьшается с 0,5 до 0,2 для устройства с параметром  $a/d = 0,5$  и с 0,2 до 0,08 при значении  $a/d = 0,25$ . Дальнейшее увеличение  $d_0/d$  приводит уже к обратному действию: резко неравномерному распределению потока по сечению устья и резко неравномерному распределению потока по сечению устья и в факеле. Связано это явление с большим сопротивлением узкой кольцевой щели (при больших значениях  $d_0/d$ ). При этом входящий в узкую кольцевую щель закрученный поток неравномерно перестраивается на осевой. Это можно видеть на рис. 3.14, где в области значений  $d_0/d$  сверх 0,5 угол раскрытия факела резко падает до  $20^\circ$ .

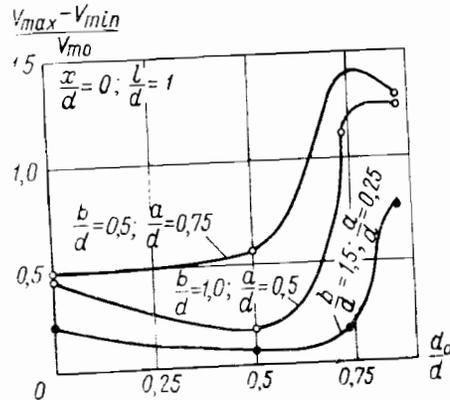


Рис. 3.13. Зависимость скоростной неравномерности от соотношения между внутренним и внешним диаметрами кольцевого устья  $d_0/d$ .

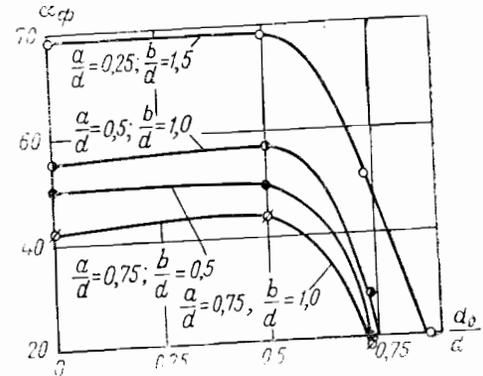


Рис. 3.14. Зависимость угла раскрытия факела устройства с кольцевым устьем от  $d_0/d$ .

Значительное сопротивление узкой щели для закрученного потока показано на рис. 3.15 по величинам коэффициента сопротивления. При значениях параметра  $d_0/d$  сверх 0,65  $\zeta_n$  резко увеличивается. То обстоятельство, что этот рост более резок для устройств с меньшей степенью тангенциальности ( $a/d = 0,75$ , а не 0,25), объясняется лишь условностью отнесения величины  $\zeta_n$  к скоростному напору в подводящем патрубке, а не в устье.

На рис. 3.16 нанесены в одном масштабе скоростные поля в трех продольных сечениях факела. Видно, что значительная область по оси факела, примыкающая к устью горелки, не имеет поступательных скоростей. Здесь имеется возвратный поток, созданный разрежением на оси в устье горелки. Было установлено, что обратный поток в устройстве с кольцевым устьем затухает только на расстоянии трех с половиной диаметров от устья.

На основании исследований простого тангенциального подвода с цилиндрическим устьем можно сделать некоторые выводы: при конструировании кольцевого устья параметр  $d_0/d$  не должен превышать 0,65 при  $a/d \leq 0,5$ ;

коэффициент сопротивления  $\zeta_{\Pi}$  из-за вставки в цилиндрическую полость не увеличивается, если отношение  $d_0/d \leq 0,65$ ;

угол раскрытия факела при кольцевом устье не изменяется, если значение  $d_0/d$  находится в пределах от нуля до 0,5;

при увеличении  $d_0/d$  до 0,65 угол резко уменьшается при любых значениях остальных конструктивных параметров;

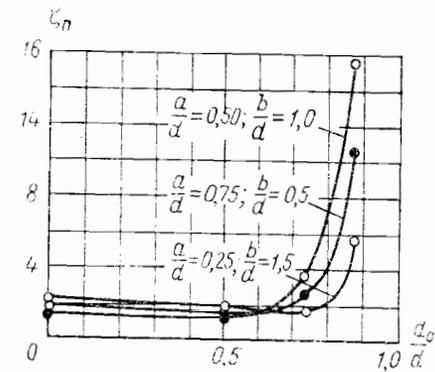


Рис. 3. 15. Зависимость коэффициента сопротивления устройства с кольцевым устьем от  $d_0/d$ .

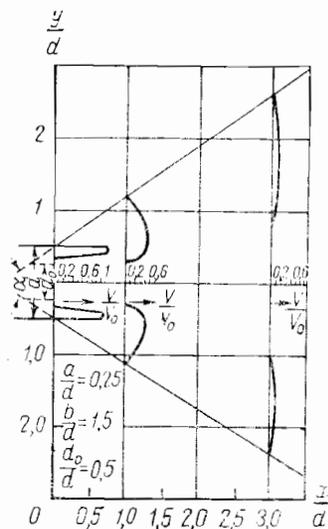


Рис. 3. 16. Осевой разрез факела, выходящего из устройства с простым тангенциальным подводом и цилиндрическим устьем при  $d_0/d = 0,5$ ;  $a/d = 0,25$  и  $b/d = 1,5$ .

область, охваченная возвратным потоком, вследствие разрежения в устье мало зависит от параметра кольцевого устья в оптимальных пределах изменения  $d_0/d$  от нуля до 0,6.

### УЛИТЧНЫЙ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЙ ПОДВОД

Справедливо считается, что улиточный тангенциальный подвод (см. рис. 3.17) обеспечивает равномерное распределение скоростей по окружности устья горелки. На рис. 3.18 показан способ построения улитки вторичного воздуха. Основным принципом построения является улиточный канал равной скорости. Если принять равномерный выход потока из улитки в кольцевой канал по всей его окружности, то ширина канала улитки должна на протяжении этой окружности меняться от некоторого начального ее значения  $a$  до нуля. Промежуточные размеры и определяемая ими огибающая кривая получаются следующим образом. Проводится внутренняя окружность улитки, являющаяся наружной окружностью устья кольцевого канала. Радиусом, равным  $1/6 a$ , проводится вспомогательная окружность, концентричная первой. Не изменяя угла раствора циркуля, вспомога-

тельную окружность делят на шесть равных частей так, чтобы две засечки лежали на горизонтальном диаметре. Через каждые две соседние засечки проводят вспомогательные лучи; от засечки 6 к 1 (луч I), от 1 к 2 (луч II) и т. д. Из засечки 6 как центра проводится дуга (первый участок улитки) от точки пересечения луча VI с наружной стенкой подводного патрубка до луча I. Остальные участки улитки проводят таким же способом. Ножку циркуля при этом переставляют каждый раз на следующую засечку. Последний участок улитки между лучами V и VI заканчивается в точке касания внутренней стенки подводного патрубка с внутренней окружностью улитки. Из построения видно, что лимитирующий габаритный размер улитки, если пренебречь толщиной материала, равен

$$G = 1,5 a + d. \quad (3.9)$$

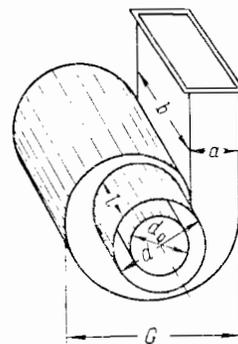


Рис. 3. 17. Улиточный тангенциальный подвод.

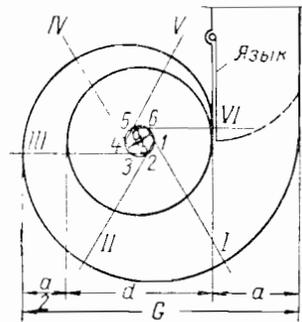


Рис. 3. 18. Способ построения улитки.

Имеются ли возможности для уменьшения габаритов улиточного подвода без ухудшения характеристик факела? Для этого необходимо установить количественные зависимости аэродинамических характеристик от основных конструктивных параметров улиточного тангенциального подвода.

Исследования проводились в лаборатории ЦКТИ [92—94] на моделях размером в  $1/5$  от натуральных. Модель горелки системы ТКЗ-ЦКТИ, показанная на рис. 3.19, имеет две улитки: одну для подвода вторичного воздуха, а другую для первичного воздуха с односторонним направлением вращения. Вначале опыты проводились с раздельной подачей компонентов. В то время как исследовался канал вторичного воздуха, полностью прекращалась подача первичного воздуха и наоборот.

Горелка характеризуется следующими значениями определяющих конструктивных параметров канала вторичного воздуха:  $ab/d^2 = 0,58$ ;  $a/d = 0,72$ ;  $b/d = 0,81$ ;  $l/d = 0,78$ ;  $a/b = 0,89$ .

Из них основным изменяемым параметром является сечение подводного патрубка  $F_{\Pi}$ , изменяемое языковым шпбером с осью на

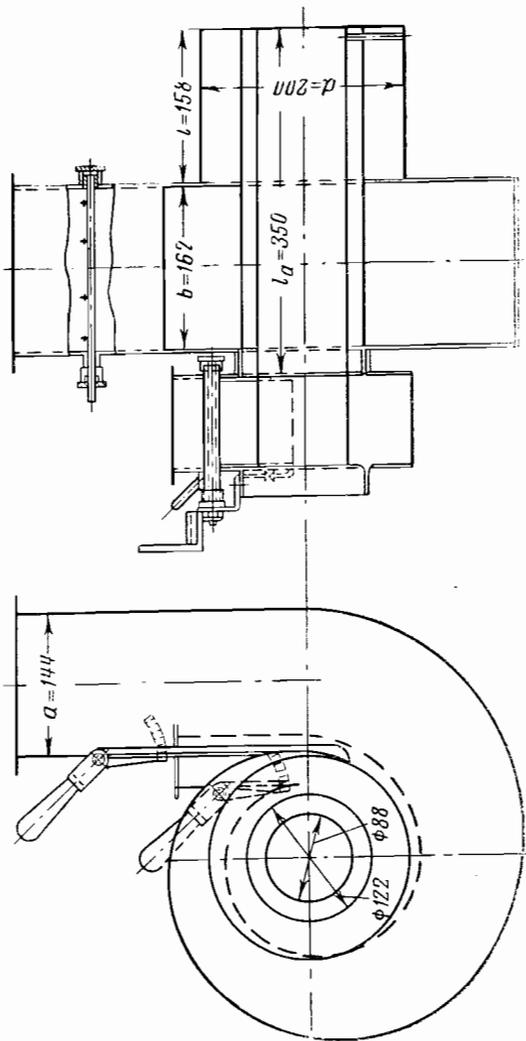


Рис. 3. 19. Модель горелки Бабкок — ЦКТИ.

внутренней стенке патрубка (см. рис. 3.18). Этот параметр представляет отношение живого сечения  $F$  подводящего патрубка при данном положении шибера к полному его сечению  $F_n$ . Отношение  $F/F_n$  изменялось в пределах от 1 до 0,25 через каждые 0,25.

Таким способом изменялись значения конструктивных параметров  $a'/d$  и соответственно  $a'b/d^2$ .

Изменение скоростной неравномерности в устье каналов вторичного и первичного воздуха в зависимости от величины  $F/F_n$  приведено на рис. 3.20. На графике видно, что в устье канала первичного воздуха поток более равномерен. Это объясняется большей удельной длиной кольцевой полости этого канала (2,90 против 0,78 для канала вторичного воздуха). Можно считать, что в обоих случаях при улиточном подводе скоростные поля в устье практически равномерны (неравномерность < 10%). При полностью открытом патрубке неравномерность скоростей в устье канала вторичного воздуха составляет 6—7%, а в устье канала первичного 5%.

Исследования И. К. Наймарка [101], проведенные на промышленных горелках не с улиточным подводом, также показали, что при поджатии сечения подводящего канала язычковым шибром неравномерность скоростей в устье увеличивается. Это естественно, так как в этих условиях нарушается принцип канала равной скорости. Отмеченные явления скоростной неравномерности воздуха по окружности амбразур должны учитываться проектировщиками, конструкторами, наладчиками и эксплуатационным персоналом котельных. Ряд основных характеристик горелок приведен ниже.

Для более подробного изучения улиточного тангенциального подвода в ЦКТИ проводились исследования на моделях с широким изменением определяющих конструктивных параметров. Рассмотрим результаты работы [93] по исследованию 12 моделей, параметры которых сведены в табл. 3.4.

От модели II до VI сохранялись постоянными значения конструктивных параметров  $ab/d^2$ ,  $d_0/d$  и  $l/d$ , а изменялся конструктивный параметр  $a/b$  от 0,9 до 0,11, т. е. в довольно широком диапазоне. При этом сохранялось отношение входной площади сечения к выходной.

В последних шести моделях, наоборот, выдерживалось постоянным значение параметра  $a/b = 0,39$ , а изменялись значения параметра  $ab/d^2$ , а кроме того, на этих моделях проверялось влияние

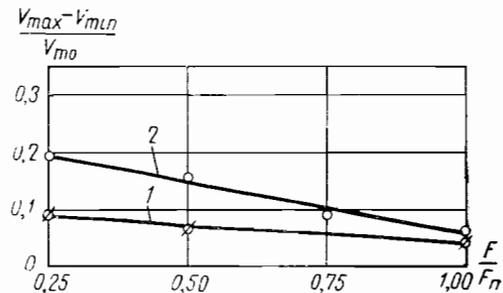


Рис. 3. 20. Скоростная неравномерность в устье при улиточном тангенциальном подводе.

1 — канал первичного воздуха; 2 — канал вторичного воздуха.

Таблица 3.4

## Параметры исследованных моделей

№ модели	$ab/d^2$	$a/b$	$d_0/d$	$l/d$	$G/d$
I	0,92	0,42	0,61	0,78	1,93
II	0,58	0,90	0,60	0,78	2,08
III	0,58	0,73	0,61	0,78	1,98
IV	0,58	0,42	0,61	0,78	1,74
V	0,58	0,20	0,60	0,79	1,51
VI	0,58	0,11	0,60	0,78	1,38
VII	0,45	0,39	0,61	0,25	1,63
VIII	0,45	0,39	0,61	0,78	1,63
IX	0,45	0,39	0,61	2,00	1,63
X	0,33	0,39	0,4	0,78	1,54
XI	0,33	0,39	0,61	0,78	1,54
XII	0,33	0,39	0,85	0,78	1,54

второстепенных факторов. Так, например, на моделях VII, VIII и IX наблюдалось влияние параметра  $l/d$ . Модели X, XI и XII имеют резко различное значение параметра  $d_0/d$ . На модели X оно меньше обычного, на модели XI — характерное для каналов вторичного воздуха, на модели XII — характерное для каналов аэросмеси.

На всех моделях, за исключением модели VI, в подводящих патрубках был установлен поворотный шибер. Каждая модель изучалась не только при полностью открытом подводящем патрубке, но и при различных степенях перекрытия его сечения шибером. При этом отношения  $a'/b$  выбирались так, чтобы они соответствовали

Таблица 3.5

## Распределение потока в устье поперечного сечения канала

№ кривой	№ модели	$ab/d^2$	$a/b$	$F/F_{II}$	$d_0/d$	$l/d$	$a'/b$
1 2 3	III	0,58	0,73	1 0,57 0,15	0,61	0,78	0,38 0,1
4 5 6	II IV VI		0,90 0,42 0,11	1			
7 8 9	IX VIII VII	0,45	0,39	1	0,61	2,00 0,78 0,25	
10 11 12	XII XI X	0,33	0,39	1	0,85 0,61 0,40	0,78	

принятым значениям исходного параметра  $a/b$  на других моделях. Так, например, модель II с отношением  $a/b = 0,9$  изучалась как при этом значении  $a/b$ , так и при  $a'/b = 0,7; 0,4; 0,1$ , получаемыми за счет перекрытия патрубка языком.

Последующее сравнение полученных данных с результатами испытания моделей III, IV и VI выявило, однако, самостоятельную роль формы патрубка. Это показало, что результаты, полученные на модели с параметром  $ab/d^2$ , не соответствуют результатам на модели  $a'b/d^2$ .

Для определения скоростной неравномерности в устье производились измерения скоростных полей по 12 радиусам. На каждом радиусе производились измерения в 9 точках. Это позволило планиметрированием получить средние расходные скорости по отдельным радиусам, характеризующие расход через элементарные площадки, включающие тот или иной радиус. Удельный расход через данную элементарную площадку определялся как отношение расхода через нее  $Q$  к среднему расходу из устья  $Q_{cp}$ . Разность между максимальным и минимальным удельными расходами и представляет собой степень неравномерности расхода в устье  $\epsilon'$  (в отличие от ранее подсчитываемой степени неравномерности скоростей также в устье):

$$\epsilon' = \left[ \left( \frac{Q}{Q_{cp}} \right)_{\max} - \left( \frac{Q}{Q_{cp}} \right)_{\min} \right] 100. \quad (3.10)$$

В ходе опытов был установлен примерно одинаковый характер распределения скорости по всем радиусам устья канала. Это позволило усреднить распределение скорости по всем 12 радиусам и получить для каждой из исследованных моделей одну характерную кривую изменения вектора скорости по радиусу устья в кольцевом сечении (между наружным и внутренним диаметрами кольца), приведенную на рис. 3.21. По оси абсцисс отложено расстояние между наружной и внутренней стенками кольцевого устья по радиусу (нуль — на наружной стенке). На оси ординат отложена безразмерная скорость в виде отношения вектора скорости в данной точке измерения к вектору скорости в первой точке измерения, находящейся на расстоянии 1 мм от наружной стенки кольцевого устья. В табл. 3.5 приведены конструктивные параметры моделей, относящиеся к кривым, сгруппированным на рис. 3.21.

Первая кривая относится к случаю, когда подводящий патрубок полностью открыт; вторая — когда он перекрыт языковым шибером до значения  $F/F_{II} = 0,57$  ( $a'/b = 0,4$ ); третья кривая относится к той же модели, но при  $F/F_{II} = 0,15$  ( $a'/b = 0,1$ ).

Из сравнения кривых видно, что при полностью открытом патрубке поток сравнительно равномерно распределяется по радиусам кольца, а чем больше перекрыт подводящий патрубок языковым шибером, тем сильнее поток отжимается к наружной стенке. Обработкой опытных данных установлено, что при значении  $F/F_{II} = 1$  скорость вблизи наружной стенки превосходит скорость у внутренней стенки в 1,5 раза, а при  $F/F_{II} = 0,15$  в 5 раз.

Рассмотрим данные обработки этих же измерений на рис. 3.22 и в табл. 3.6. По оси абсцисс рис. 3.22 отложена развертка окружности кольцевого устья, а по оси ординат — местный удельный рас-

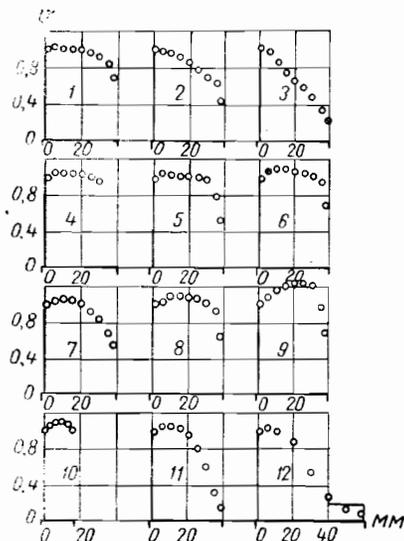


Рис. 3.21. Распределение относительной скорости по сечению кольцевого канала в устье для различных моделей горелок.

ход через радиальные площадки кольца. Отсчет градусов ведется от верхней образующей (подводящий патрубок направлен вертикально вверх) в направлении закручивания

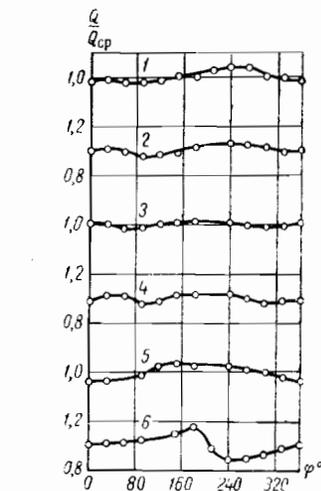


Рис. 3.22. Распределение потока по окружности кольцевого канала в устье для различных горелок.

Таблица 3.6

Неравномерность потока по окружности кольцевого канала в устье

№ кривой	№ модели	$\epsilon'$ , %	$ab/d^2$	$a/b$	$F/F_{\Pi}$
1	XI	12	0,33	0,39	1
2	VIII	10	0,45	0,39	1
3	IV	5	0,58	0,39	1
4	III	7	0,58	0,73	1
5	III	14	0,58	0,73	0,57
6	III	35	0,58	0,73	0,15

Кривые 4, 5 и 6 (рис. 3.22) неравномерности расхода по окружности устья и приведенные в табл. 3.6 их численные значения  $\epsilon'$  относятся соответственно к кривым 1, 2 и 3 на рис. 3.21. При пол-

ностью открытом шибере  $\epsilon' = 7\%$ , при поджатии сечения до  $a'/b = 0,39$   $\epsilon' = 14\%$ , а при  $a'/b = 0,1$  доходит до 35%.

Кривые 4, 5 и 6 (рис. 3.21) получены на моделях при одном значении  $ab/d^2 = 0,58$  и резко различных значениях параметра  $a/b$ : 0,9; 0,42 и 0,11. Распределение во всех случаях хорошее и практически одинаково равномерное. Это подтверждает сказанное выше, что переход к малым значениям  $a'/b$  за счет поджатия патрубка шибером не равноценен переходу к малым значениям  $a/b$  за счет конструкции подводящего патрубка.

Кривая 8 относится к меньшему значению основного конструктивного параметра устройства  $ab/d^2 = 0,45$  (модель VIII). Изменение параметра в 1,3 раза почти не сказалось на распределении потока по радиусу устья, но уже переход к  $ab/d^2 = 0,33$  (кривая 11, модель XI) существенно перераспределяет поток по радиусу, отжимая его к наружной стенке. Для характеристики равномерности потока в устье рассмотрим рис. 3.22 и значения в табл. 3.6; при параметре  $ab/d^2 = 0,45$  неравномерность потока в устье  $\epsilon' = 10\%$ , а при  $ab/d^2 = 0,33$ ,  $\epsilon' = 12\%$ .

Сравнивая кривую 8 с кривыми 7 и 9, полученными на моделях с теми же основными параметрами, но резко различной длиной кольцевого канала, можно заметить, что как удлинение канала с  $l/d = 0,78$  (кривая 8) до  $l/d = 2$  (кривая 7), так и укорочение его до  $l/d = 0,25$  (кривая 9) заметно влияют на характер потока. Укорочение канала повышает неравномерность за счет явно выраженного максимума скорости в средней части канала. Удлинение канала снижает скорость у внутренней стенки и смещает максимум к наружной стенке. Неравномерность потока по окружности устья для этих же моделей (кривые 7, 8, 9) составляла соответственно 6, 10 и 10%. Это показывает, что увеличение  $l/d$  с 0,78 до 2 приводит к снижению неравномерности с 10 до 6%. На практике при конструировании горелок все это должно учитываться.

Нижние кривые 10, 11 и 12 (рис. 3.21) получены на моделях XII, XI и X, имеющих одинаковые значения параметров  $ab/d^2$  (0,33) и  $a/b$  (0,39) и отличающихся отношением внутреннего диаметра кольцевого канала к наружному: соответственно  $d_0/d = 0,85$ ; 0,61 и 0,4.

На рис. 3.21 можно видеть, что чем меньше отношение параметра  $d_0/d$ , тем больше падает значение скорости у внутренней стенки. Поток лишь в слабой степени использует дополнительное сечение, оставаясь в основном у наружной стенки кольца.

Неравномерность потока в моделях, на которых были получены кривые 10, 11 и 12, соответствует  $\epsilon' = 11, 12$  и 15%. Это говорит о том, что при значениях параметра  $d_0/d = 0,65 \div 0,55$  имеется наибольшая равномерность, чем при меньших его значениях, и в то же время еще не повышается коэффициент сопротивления горелок.

Закачивая рассмотрение графиков рис. 3.21, 3.22 и табл. 3.6, отметим, что увеличением параметра  $ab/d^2$  с 0,33 до 0,58 можно снизить степень неравномерности с 12 до 5%, т. е. почти в 2,5 раза.

Графики, позволяющие конструктору рассчитывать степень неравномерности потока в устье горелок с улиточными тангенциальными подводами различных конструктивных параметров и различными положениями языкового шибера, приведены на рис. 3.23.

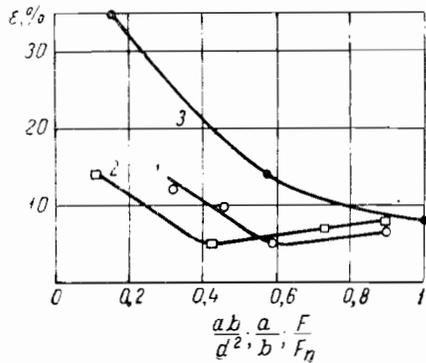


Рис. 3. 23. Степень неравномерности распределения расхода по кольцевому сечению канала в устье.

1 —  $\varepsilon = f(ab/d^2)$ ,  $a/b = 0,4$ ; 2 —  $\varepsilon = \varphi(a/b)$ ,  $ab/d^2 = 0,58$ ; 3 —  $\varepsilon = \Phi(F/F_n)$ ,  $ab/d^2 = 0,58$ ;  $a/b = 0,7$ .

Помимо отмеченного уже влияния параметра  $ab/d^2$  (см. кривую 1) и параметра  $F/F_n$  (см. кривую 3), степень неравномерности зависит также от параметра  $a/b$  (см. кривую 2). Наиболее равномерный поток в устье получается в моделях с параметром  $a/b = 0,4$ .

Кроме равномерности потока по окружности в устье, для конструирования горелок имеет большое значение другая их аэродинамическая характеристика — удвоенный угол отклонения вектора скорости от оси горелки в устье (рис. 3.24).

Кривые показывают, что угол раскрытия корня факела увеличивается с уменьшением параметра  $ab/d^2$  по мере перекрытия подводящего патрубка языковым шибером  $F/F_n$ , а с уменьшением параметра  $a/b < 0,4$  уменьшается.

Данные на рис. 3.24 получены при испытании моделей в свободном развитии факела. В работе [93] отмечается, что указанные углы отклонения вектора скорости от оси в устье приблизительно на  $7^\circ$  меньше таковых при наличии фронтальной стенки.

Характеристика горелки — дальность факела в условиях его свободного развития — оказалась наименее изменяющейся. В опытах получена практически универсальная кривая изменения относительной скорости вдоль факела, приведенная на рис. 3.25.

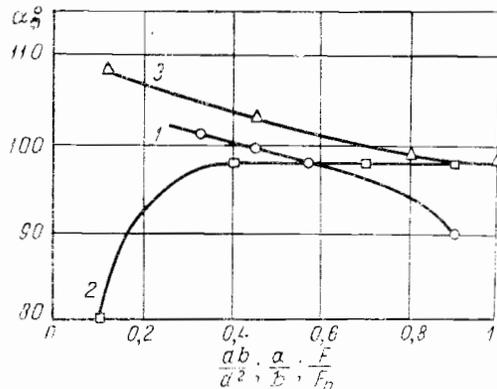


Рис. 3. 24. Удвоенный угол отклонения вектора скорости от оси кольцевого канала в устье.

1 —  $\alpha_\phi = f(ab/d^2)$ ,  $a/b = 0,4$ ; 2 —  $\alpha_\phi = \varphi(a/b)$ ,  $ab/d^2 = 0,58$ ; 3 —  $\alpha_\phi = \Phi(F/F_n)$ ,  $ab/d^2 = 0,58$ ;  $a/b = 0,9$ .

При данном же  $a/b$ , но с увеличением основного конструктивного параметра  $ab/d^2$  коэффициент сопротивления падает (кривая 1), причем ход кривой, асимптотически приближающейся к горизонтали, показывает, что достигнутое в опытах минимальное значение близко к предельному. Поскольку при расчете  $\zeta_y$  скоростной напор в устье включается в потери, то коэффициент  $\zeta_y$  должен быть больше 1. При  $ab/d^2 = 0,9$  коэффициент сопротивления  $\zeta_y$  достиг значения 1,63.

На кривой 3 приведено влияние поджатия сечения подводящего патрубка языковым шибером на рост коэффициента сопротивления для модели  $ab/d^2 = 0,58$  при любом значении  $a/b$ . Обе кривые имеют одинаковый характер, а коэффициент сопротивления  $\zeta_y$  является как бы однозначной функцией от параметра  $ab/d^2$ . Это используется при построении номограммы для расчета улиточного тангенциального подвода [93].

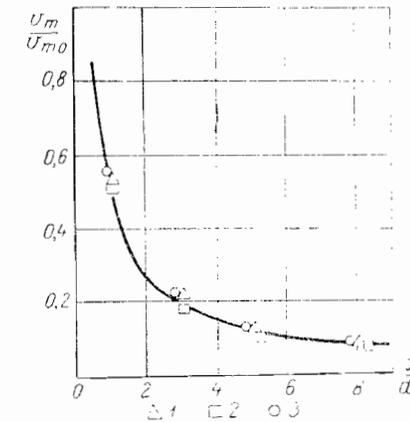


Рис. 3. 25. Изменение относительной скорости вдоль факела ( $a/b = 0,4$ ). 1 —  $ab/d^2 = 0,58$ ; 2 —  $ab/d^2 = 0,45$ ; 3 —  $ab/d^2 = 0,33$ .

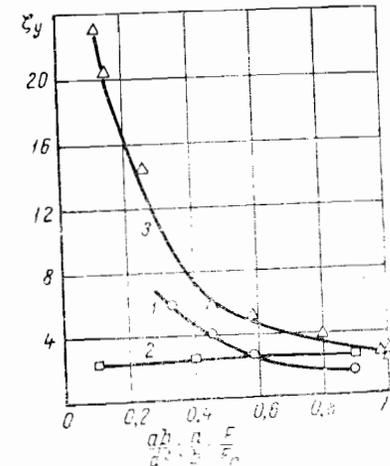


Рис. 3. 26. Коэффициент гидравлического сопротивления улиточного тангенциального подвода, отнесенный к живому сечению устья ( $d_0/d = 0,61$ ). 1 —  $\zeta_y = f(ab/d^2)$ ,  $a/b = 0,4$ ; 2 —  $\zeta_y = \varphi(a/b)$ ,  $ab/d^2 = 0,58$ ; 3 —  $\zeta_y = \Phi(F/F_n)$ ,  $ab/d^2 = 0,58$ .

При построении номограммы для расчета улиточного тангенциального подвода [93].

120

При исследовании улиточного тангенциального подвода в Институте использования газа АН УССР [131] также был установлен ряд интересных зависимостей для горелок от основных конструктивных параметров. Выяснено, например, что область обратных скоростей равна  $0,41 d$  при значении параметра  $ab/d^2 = 0,450$  и  $0,600$ , что соответствует 16,7% от площади поперечного сечения цилиндрического канала.

При большей степени тангенциальности эта зона увеличивается, и при поджатии сечения шибером до значения  $a'b/d^2 = 0,200$  обратные потоки занимают уже около половины площади канала (табл. 3.7).

Таблица 3.7  
Размеры зоны обратных токов при улиточном подводе воздуха

Показатели	$a'b/d^2$			
	0,600	0,450	0,350	0,200
Доля радиуса, по которой имеются обратные токи	0,41	0,41	0,47	0,69
Доля площади, через которую подходят обратные токи	16,7	16,7	22,0	48,0

Горелку или ее канал для того или иного компонента факела можно рассматривать как устройство, через которое должно пройти определенное количество воздуха с наименьшим сопротивлением при наименьших габаритах. Для того чтобы связать все эти величины, т. е. производительность горелки (канала)  $Q$ , ее габариты  $G$  и сопротивление, подсчитанное по полному напору  $\Delta p_{\Pi}$ , необходимо отнести коэффициент сопротивления к габаритной площади горелки  $F_{\Gamma}$  или к квадрату лимитирующего размера  $G^2$ . Такие расчеты были сделаны по предложению С. Н. Сыркина, который впервые применил такой анализ в своей работе по пылеуловителям в ЦКТИ:

$$\zeta_{\Gamma} = \frac{\Delta p_{\Pi}}{0,5 \rho \left(\frac{Q}{F_{\Gamma}}\right)^2} = \frac{\Delta p_{\Pi} F_{\Gamma}^2}{0,5 \rho Q^2} = \frac{\Delta p_{\Pi} G^4}{0,5 \rho Q^2} \quad (3.11)$$

Габаритный коэффициент сопротивления может вычисляться также по коэффициенту сопротивления, отнесенному к устью, из соотношения

$$\zeta_{\Gamma} = \zeta_y \left(\frac{F_{\Gamma}}{F_y}\right)^2 \quad (3.12)$$

Из выражения (3.9)

$$F_{\Gamma} = G^2 = (1,5 a + d)^2 = 2,25 a^2 + 3ad + d^2 \quad (3.13)$$

При  $d_0/d = 0,61$   $F_y = 0,493 d^2$ . Таким образом,

$$\zeta_{\Gamma} = \zeta_y (4,57 a^2/d^2 + 6,08 a/d + 2,03)^2 \quad (3.14)$$

Если держать постоянными габаритную площадь  $F_{\Gamma}$ , производительность канала  $Q$  и температуру воздуха  $t$  (следовательно,  $\rho$ ), то  $\Delta p_{\Pi}$  пропорционально  $\zeta_{\Gamma}$ , т. е. сопротивление горелки (канала) при этом тем меньше, чем меньше коэффициент сопротивления, отнесенный к габаритной площади.

Из построенного на рис. 3.27 графика видно, что  $\zeta_{\Gamma}$  зависит от  $ab/d^2$  и от  $a/b$ . Сопротивление канала тем меньше, чем больше соотношение площадей входа и выхода  $ab/d^2$  и чем меньше  $a/b$ .

При постоянстве габаритной площади величины  $ab/d^2$  и  $a/b$  не могут изменяться независимо, так как они связаны условием  $1,5 a + d = G = \text{const}$ .

Из этого условия, кроме того, видно, что при данном  $d$  (постоянная производительность канала)  $a = \text{const}$ . При данном лимитирующем габарите сопротивление канала при данной производительности тем меньше, чем больше размер  $b$  подводящего патрубка в направлении, параллельном оси горелки. Чем больше  $b$ , тем больше при постоянных  $d$  и  $a$  значение  $ab/d^2$  и тем меньше  $a/b$ .

Можно рассмотреть вопрос и так: от каких переменных и как зависят габариты горелки данной производительности при данном сопротивлении? Для этого нужно решить уравнение (3.11) относительно  $G$ :

$$G = \sqrt[4]{\zeta_{\Gamma} \frac{0,5 \rho Q^2}{\Delta p_{\Pi}}} \quad (3.15)$$

В правой части выражения (3.15) по условию все величины, за исключением  $\zeta_{\Gamma}$ , постоянны, следовательно,

$$G \approx \sqrt[4]{\zeta_{\Gamma}} \quad (3.16)$$

Из формулы (3.15) следует

$$\frac{G}{\sqrt[4]{\frac{0,5 \rho Q^2}{\Delta p_{\Pi}}}} = \sqrt[4]{\zeta_{\Gamma}} \quad (3.17)$$

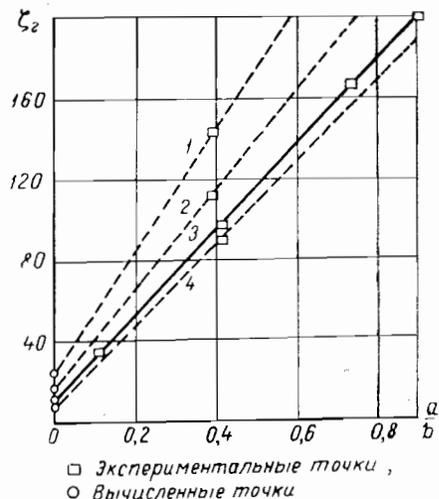


Рис. 3.27. Коэффициент гидравлического улиточного тангенциального подвода, отнесенный к габаритной площади [к квадрату лимитирующего размера].

1 —  $ab/d^2 = 0,33$ ; 2 —  $ab/d^2 = 0,45$ ; 3 —  $ab/d^2 = 0,58$ ; 4 —  $ab/d^2 = 0,90$ .

По этим данным на рис. 3.28 построен график. На нем можно видеть, что наименьшие габариты улитки при  $Q = \text{const}$ ,  $\Delta p_n = \text{const}$  и  $q = \text{const}$  получаются при наибольшем значении параметра  $ab/d^2$  и наименьшем значении  $a/b$ .

График показывает, что при данном сопротивлении улитки можно уменьшить габариты или при данных габаритах можно уменьшить сопротивление улитки. Все это требует вытягивания сечения подводящего патрубка в направлении оси горелки [93].

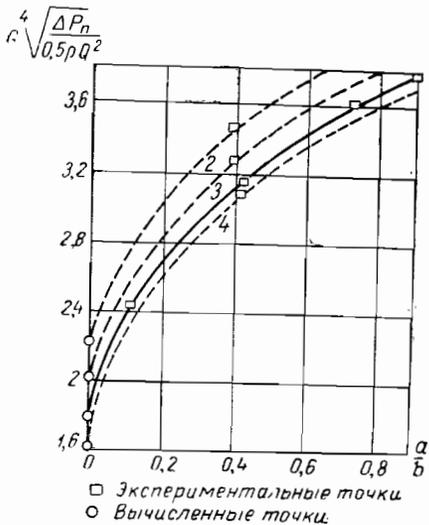


Рис. 3.28. Относительный габаритный размер улиточного тангенциального подвода.

1 —  $ab/d^2 = 0,33$ ; 2 —  $ab/d^2 = 0,45$ ; 3 —  $ab/d^2 = 0,58$ ; 4 —  $ab/d^2 = 0,90$ .

точного тангенциального подвода, отнесенные к скоростному напору в устье. Обращает на себя внимание тот факт, что при больших значениях параметра  $ab/d^2$  коэффициент сопротивления  $\zeta_y$  стремится к единице, что соответствует представлению о потере скоростного напора на выходе при предельном значении  $ab/d^2 \rightarrow \infty$ .

В работе [93] справедливо отмечается, что увеличение размера  $b$  патрубка вторичного воздуха ограничено трудностью распределения воздуха по большому размеру патрубка и увеличением габаритов в направлении оси горелки. Кроме того, в горелках типа ТКЗ-ЦКТИ увеличение размера  $b$  канала вторичного воздуха вызывает рост  $l/d$  канала аэромесп. Ограничением в стремлении увеличивать  $b$  для увеличения  $ab/d^2$  и уменьшения  $a/b$  является ухудшение аэродинамических характеристик выходящего из канала факела.

Однако согласно рис. 3.21—3.24 по всем показателям горелки с параметрами  $ab/d^2 \leq 0,9$  и  $a/b > 0,2$  являются вполне удовлетвори-

тельными и в этих пределах могут быть использованы, если имеется необходимость в снижении габаритов или сопротивления горелок. Представляет еще интерес рассмотреть связь лимитирующего габарита с коэффициентом сопротивления канала, отнесенным к сечению устья. Если задаться при  $d = \text{const}$  также предельным значением  $b(b/d = \text{const})$ , то параметры  $a/b$  и  $ab/d^2$  становятся функциями только от  $a/d$ . При увеличении  $a/d$  лимитирующий габарит  $G$  возрастает, но одновременно падает сопротивление канала, так как чем больше  $ab/d^2$ , тем меньше  $\zeta_y$ . Установленные зависимости позволили Д. Н. Ляховскому [93] предложить номограмму для расчета

выполненной в ЦКТИ, был установлен минимальный габаритный коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta_r$  улиточного тангенциального подвода в зависимости от основного конструктивного параметра  $ab/d^2$ . Опыты проводились на моделях с параметрами  $ab/d^2$ , имеющими следующие значения: 0,58, 0,7; 0,9; 1,0; 1,19 и 1,38 при  $a/b = 0,4$  и  $d_0/d = 0,5$ . Результаты этих исследований в сопоставлении с результатами работы [93] по сопротивлению приведены на рис. 3.29. Минимум  $\zeta_r$  находится при значении параметра  $ab/d^2 = 0,8 \div 0,9$ . Как при меньших, так и при больших значениях основного конструктивного параметра улиточного тангенциального подвода габаритный коэффициент сопротивления  $\zeta_r$  растет.

На рис. 3.30 представлены ко-

эффициенты сопротивления улиток, отнесенные к скоростному напору в устье  $\zeta_y = f(ab/d^2)$ .

эффициенты сопротивления улиточного тангенциального подвода. На рис. 3.31 представлена связь между  $\zeta_y$  и  $G/d$  при  $d = \text{const}$  и различных значениях  $b/d$  и  $a/d$ ; коэффициент сопротивления  $\zeta_y$  отнесен к сечению устья, равному  $0,493 d^2$ .

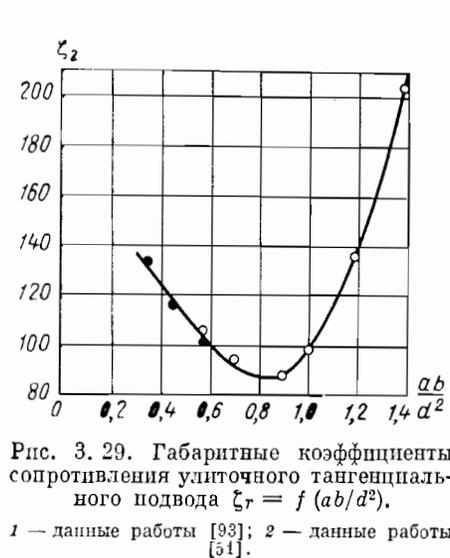


Рис. 3.29. Габаритные коэффициенты сопротивления улиточного тангенциального подвода  $\zeta_r = f(ab/d^2)$ .

1 — данные работы [93]; 2 — данные работы [54].

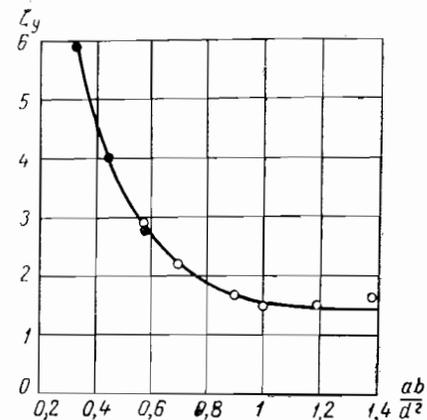


Рис. 3.30. Коэффициенты сопротивления улиток, отнесенные к скоростному напору в устье  $\zeta_y = f(ab/d^2)$ .

Руководствуясь номограммой, можно при конструировании горелок задаваться определенным максимально допустимым значением  $b/d$  и вписывающимся в габариты точки значением  $G/d$ . При этом  $d$  выбирается по скорости в устье, а коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости в устье, и остальные конструктивные параметры получаются из номограммы.

Ценность этой номограммы не только в возможности выбора минимального габаритного размера при данном сопротивлении, а и в возможности широкого изменения параметров улитки, руководствуясь при этом значениями коэффициента сопротивления  $\zeta_y$  (когда габариты горелки не являются ограничением).

Если целью расчета является достижение малых габаритов, то нужно выбирать малые значения  $a/b$  и малые же значения  $ab/d^2$ .



Если же расчет ведется с целью создания горелки с малой потерей напора, то, напротив, нужно выбирать большие значения  $ab/d^2$  и малые значения  $a/b$ . Все же во всех случаях нежелательно принимать  $a/b < 0,2$  вследствие начинающегося за этим значением ухудшения аэродинамических характеристик улитки.

Д. Н. Ляховский [93] с помощью этой номограммы показывает, как можно в случае необходимости уменьшить габариты на 18—25% без изменения сопротивления горелки. Лимитирующий габаритный размер улитки  $G$  при  $a/b = 0,2$  и  $ab/d^2 = 0,58$  составит  $1,51d$  вместо

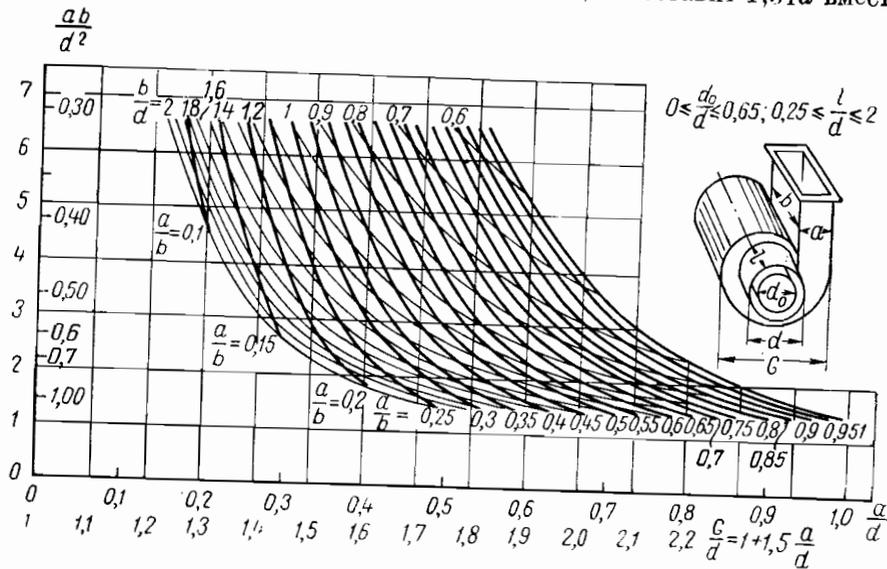


Рис. 3. 31. Номограмма для расчета улиточного тангенциального подвода. (Коэффициент сопротивления  $\xi_y$  отнесен к сечению, составляющему  $0,493d^2$ . В случае неравномерного поля скоростей в подводящем патрубке  $\xi_y$  возрастает на величину 25% от приведенного значения.)

$1,84d$  для большинства горелок ТКЗ-ЦКТИ. Уменьшение габарита позволит разместить в ряд шесть горелок, где при существующей конструкции размещалось пять горелок ТКЗ-ЦКТИ.

Расчет улиточного тангенциального подвода с помощью номограммы (рис. 3. 31) позволяет производить быстрый и экспериментально обоснованный расчет размеров круглой горелки, позволяющий выбрать оптимальную конструкцию в отношении как аэродинамических качеств, так и габаритов

Пример расчета размеров горелки с помощью номограммы (рис. 3. 31). Вначале для котла данной производительности, задавшись числом горелок, определяют расход воздуха через горелку. Ери стесненности в габаритах по фронту котла нужно задаваться наименьшим числом горелок, определяемых режимами работы котла. Однако необходимо стремиться

чтобы в топке не было значительных «перекосов» температур в горизонтальной плоскости. При этом, останавливаясь на малом числе горелок  $n$ , необходимо учитывать, что длина газового факела пропорциональна диаметру горелки  $d$  и, следовательно, выходящий из горелки факел пламени может оказаться чрезмерно длинным. В этом случае, особенно в небольших камерных топках паровых котлов, факел пламени может достигать холодных поверхностей нагрева и тогда будут потери тепла от химической неполноты сжигания топлива.

Для современных крупных котлоагрегатов, имеющих большую высоту топки при сжигании пылевидного топлива, нет особых препятствий для размещения горелок в два ряда, а поэтому не так остро стоит вопрос о небольшом сокращении их габаритов.

Обычно применяется расположение горелок в один-два ряда на одной или двух противоположных стенах топочной камеры. При одностороннем расположении горелок выходные скорости и сечение амбразур выбирают с таким расчетом, чтобы дальнобойность факела обеспечила хорошее заполнение объема топки и отсутствие удара факела пламени о противоположную стенку.

При двустороннем расположении горелок чрезмерная дальнобойность факелов также нежелательна, так как при этом наибольшие подъемные скорости газов будут иметь место в середине топочной камеры, а края ее будут плохо использоваться.

Кроме того, при чрезмерной дальнобойности факелов даже небольшая разница в нагрузке горелок противоположных стен будет приводить к сильному «перекосу» газовых потоков в камере.

Гораздо более актуальной задачей для мощных и сверхмощных котлов в части газогорелочных устройств является создание основ расчета и проектирования горелок большой единичной мощности, обладающих небольшим сопротивлением по воздушной стороне и хорошей смесеобразующей характеристикой, обеспечивающей полноту сжигания газа при минимальном избытке воздуха  $\alpha'$ .

Рассмотрение смесеобразования в горелках приводится в главе 4. Здесь же произведем с помощью номограммы выбор конструктивных размеров горелки (с улиточным тангенциальным подводом), обеспечивающих небольшое сопротивление без ухудшения аэродинамических характеристик горелки.

После того как выбрано число горелок  $n$ , производится расчет расхода воздуха и теплопроизводительности горелки.

Расход воздуха через горелку  $V$  в  $м^2/ч$  (при  $t=0^\circ C$  и  $760$  мм рт. ст.)

$$V_B = \alpha' L_0 B \text{ м}^3/ч, \quad (3. 18)$$

где  $B$  — часовой расход газа в  $м^3/ч$ ;  $\alpha'$  — коэффициент избытка воздуха в горелке;  $L_0$  — теоретическое количество воздуха в  $м^3$  для сжигания  $1$   $м^3$  газа.

При  $\alpha' = 1,05$  для природного газа можно принять

$$V_B \approx 10 B \text{ м}^3/ч.$$

Часовой расход топлива на одну горелку определяется из выражения

$$B = \frac{D_K (i_{пе} - i_{пит}) - D_H (i_{пе} - i') + D_{пр} (i' - i_{пит})}{Q_H^p \eta_K^n} \text{ кг/ч}, \quad (3.19)$$

где  $D_K$  — суммарная паропроизводительность котла в кг/ч, т. е. суммарная выработка перегретого и насыщенного пара;  $D_H$  — расход насыщенного пара в кг/ч;  $D_{пр}$  — расход продувочной воды в кг/ч;  $i_{пе}$  — теплосодержание перегретого пара в ккал/кг;  $i_{пит}$  — теплосодержание питательной воды в ккал/кг перед котельным агрегатом (до экономайзера и парохладителя);  $i'$  и  $i'$  — теплосодержание в ккал/кг сухого насыщенного пара и кипящей воды при расчетном давлении в котле;  $\eta$  — коэффициент полезного действия котла.

При  $D_H$  меньше 3% от  $D_K$  и  $D_{пр}$  меньше 5% от  $D_K$  соответствующие члены в числителе этой формулы не учитываются, тогда она приобретает вид:

$$B = \frac{D_K (i_{пе} - i_{пит})}{Q_H^p \eta_K^n}. \quad (3.20)$$

В зависимости от свойств основного топлива (пылевидного) устанавливаются пределы скорости вторичного воздуха и аэросмеси, учитывая, что верхние значения этих пределов приведут к меньшим габаритам.

Скорости вторичного и первичного воздуха на выходе из горелок в точку [142] могут быть приняты для круглых горелок от 18 до 30 м/сек для вторичного и от 12 до 26 м/сек для первичного воздуха.

Процентное распределение воздуха между компонентами факела устанавливается в зависимости от выхода летучих на горючую массу. Чем больше выход летучих, тем больше процент первичного воздуха. Для полуантрацитов и АШ он колеблется [142] от 15 до 20%, а для каменных углей от 25 до 45%.

Теплопроизводительность горелки, скорости выхода и процентное распределение воздуха между компонентами факела определяют размеры устья горелки, в частности, основной ее размер — больший диаметр кольцевой полости канала вторичного воздуха  $d$ . Меньший диаметр кольцевой полости получается в зависимости от принятого соотношения  $d_0/d$ , которое может по конструктивным и другим соображениям изменяться в широких пределах до  $d_0/d \leq 0,65$ .

Зная ширину фронта котла, число горелок, располагаемых в ряд, и задавшись расстоянием между осями крайних горелок и боковыми стенками котла, можно установить шаг размещения горелок, который определяет лимитирующий размер улитки канала вторичного воздуха — ее горизонтальный габаритный размер  $G$ . Действительно,  $G$  равняется расстоянию между осями горелок, уменьшенному на две толщины стенок улитки плюс монтажный зазор между ними, который при необходимости может быть сведен до минимума.

Относя значение  $G$  к ранее установленному размеру  $d$ , получаем определенное значение  $G/d$ , отмечаемое в виде точки на горизон-

тальной оси номограммы рис. 3.31. Вторая шкала этой оси одновременно показывает удельную ширину подводящего патрубка  $a/d$ .

Перемещаясь вверх по вертикали, проходящей через полученное значение  $G/d$  (или, что то же,  $a/d$ ), пересечем кривые возрастающих значений  $a/b$  и кривые соответственно убывающих значений  $b/d$ . При этом  $ab/d^2$  (значения которого отложены на вертикальной оси) будет уменьшаться, а коэффициент сопротивления, отнесенный к устью (вторая шкала той же оси), соответственно увеличиваться. Следовательно, чем выше продвигаться по вертикали, тем меньше будет длина подводящего патрубка  $b$  (более конструктивный подвод), но тем больше будет сопротивление канала.

На этом расчет канала вторичного воздуха (в первом варианте) заканчивается, так как точка на диаграмме, фиксированная сеткой кривых и шкалами осей, дает все конструктивные параметры улитки и коэффициент сопротивления канала.

Если габаритный размер жестко не ограничен, а полученный коэффициент сопротивления велик и не позволяет уложиться в раскладываемый напор перед горелкой, то можно принять большее значение  $G/d$  и повторить выбор параметров, остановившись на меньшем значении коэффициента сопротивления  $\xi_y$ .

Определив значения конструктивных параметров канала вторичного воздуха, можно приступить к расчету канала аэросмеси.

Прежде всего вычисляется площадь живого сечения кольцевого устья  $F_a$  по расходу и принятой скорости выхода первичного воздуха из горелки. Наружный диаметр этого устья ( $d_{нар}$ ) предопределен выбранным ранее отношением  $d_0/d$  и будет меньше  $d_0$  на удвоенную толщину стенки ( $\delta$ ) —  $d_{нар} = d_0 - 2\delta$ .

Внутренний же диаметр устья аэросмеси определяют из формулы

$$d_{вн} = \sqrt{d_{нар}^2 - \frac{4F_a}{\pi}}. \quad (3.21)$$

Полученное значение проверяется отношением  $d_{вн}/d_{нар}$ , которое для канала аэросмеси также должно укладываться в пределы  $0 \leq d_0/d \leq 0,65$ . Производится проверка будущей конструкции канала на удельную длину кольцевой полости  $l/d$ . Длина кольцевой полости аэросмеси складывается из толщины фронтальной стенки котла, двух конструктивных зазоров (между фронтальной стенкой и патрубком вторичного воздуха, а также между последней и патрубком аэросмеси) и трех толщин стенок патрубков за вычетом глубины погружения устья в стенку. Желательно, чтобы  $l/d_{нар}$  для канала аэросмеси не было больше 3, но в случае необходимости может достигать до 4.

Поскольку габариты улитки первичного воздуха в плоскости, перпендикулярной к оси, не являются лимитирующими, то при выборе конструктивных параметров необходимо исходить в основном, из соображений сопротивления канала аэросмеси и создания тех же углов раскрытия факела, как и по вторичному воздуху. При этом

целесообразно принимать большие значения  $ab/d^2$ , обеспечивающие малые устьевые коэффициенты гидравлического сопротивления.

Необходимо иметь в виду, что, если  $d_{\text{вн}}/d$  канала выходит за предел значений  $d_0/d$ , указанных на номограмме, то устьевой коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta_u$  уже не может быть взят по шкале без корректив. Поскольку вытягивание габарита горелки в направлении оси нежелательно, имеет смысл выбирать сравнительно большие значения параметра  $a/b$ , дающие меньшие размеры  $b$  улитки аэросмеси.

Если проведенный расчет не удовлетворяет требованиям, необходимо его повторить, изменив одно или несколько отправных данных (число горелок, выходную скорость, расстояние между горелками и параметры горелок).

Номограмма позволяет рассматривать конструкцию улиточного тангенциального подвода не как нечто неизменяемое; напротив, соотношения основных размеров канала могут изменяться в широких пределах и устанавливаются расчетом.

#### В ы в о д ы.

1. Улиточный тангенциальный подвод обеспечивает хорошую равномерность потока по окружности устья  $\varepsilon \leq 10\%$ .

2. Влияние языкового шибера на угол раскрытия факела слабее по сравнению с простым тангенциальным подводом; закрытие сечения подводящего канала языковым шибером увеличивает неравномерность распределения потока по окружности устья.

3. Все параметры улиточного тангенциального подвода могут рассчитываться по номограмме рис. 3. 31.

Осевой подвод из короба изучался в лаборатории [92] с целью проверки возможности прямоточной подачи вторичного воздуха. В случае положительного ответа необходимо было экспериментально установить минимальные размеры короба, обеспечивающего равномерный выход в устье. Такая прямоточная подача воздуха представляет интерес для газовых горелок. В случае положительного решения можно было бы конструировать горелки с меньшим сопротивлением.

Исследования проводились на коробах двух размеров: со стороны, равной двум диаметрам устья ( $2d$ ), и со стороной  $1,5d$ . Схема осевого подвода из короба показана на рис. 3. 32.

Испытания показали, что осевой подвод из короба не может обеспечить скоростную равномерность по окружности устья. Для улучшения равномерности потока было сужено кольцевое сечение канала вторичного воздуха специально профилированным пережимом, отмеченным пунктиром на рис. 3. 32.

Испытывался режим с плавными очертаниями трех размеров:  $d_{\text{п}}/d = 0,6; 0,7; 0,75$ ; только режим сечения  $d_{\text{п}}/d = 0,6$  существенно снижает скоростную неравномерность по окружности устья, доводя ее до 13%. После этого необходимо для сжигания пылевидного топлива (но не газа) придать потоку тот или иной угол расхождения

по выходе из кольцевого канала. Это может быть достигнуто, например, с помощью направляющих лопаток, устанавливаемых в устье; при этом гидравлическое сопротивление получается равным таковому для системы с улиточным тангенциальным подводом.

Для горелок пылевидного топлива переход на осевой подвод целесообразен лишь в отношении канала аэросмеси, как это и осуществлено в горелке ОРГРЭС.

Осевой подвод вторичного воздуха из короба не дает приемлемой скоростной равномерности по окружности устья. Этот подвод возможен лишь при одновременном пережиме сечения  $d_{\text{пер}}/d = 0,6$  с последующим раскрытием факела дополнительными устройствами.

Исследования горящего газового факела пламени. В работе [131] сделана практическая попытка связать количественной зависимостью длину факела пламени, выходящего из круглой горелки при сжигании газообразного топлива, с конструктивными и режимными параметрами. Отмечается, что длина факела пламени  $l_{\text{ф}}$  зависит от параметра  $ab/d^2$ , коэффициента избытка воздуха  $\alpha'$  и тепловой нагрузки огневого сечения горелки  $BQ_{\text{н}}^{\text{р}}/f_{\text{огн}}$ :

$$l_{\text{ф}} = \varphi \left( \frac{ab}{d^2}; \alpha'; \frac{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}}{f_{\text{огн}}} \right). \quad (3.22)$$

На рис. 3. 33 приведены длины факела пламени при одинаковом расходе газа ( $BQ_{\text{н}}^{\text{р}}/f_{\text{огн}} = 1530 \text{ ккал/см}^2\text{ч}$ ), одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha'$  и значении параметра  $ab/d^2 = 0,35$  и различных поджатиях сечения языком.

На графике можно видеть, что при изменении параметра  $ab/d^2$  со значения 0,35 до  $a'b/d^2$ , равного 0,20, длина факела сокращается в 1,75—2 раза и значительно возрастает угол раскрытия факела. С увеличением коэффициента избытка воздуха от 1,0 до 1,2 длина факела еще сокращалась в 1,5—1,7 раза при всех значениях параметра  $a'b/d^2$ .

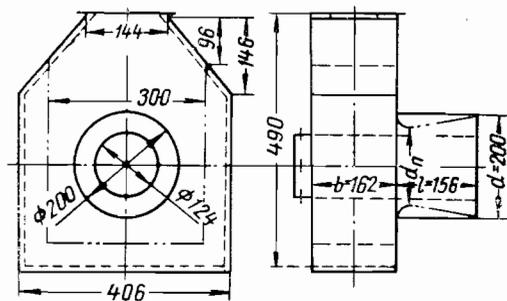


Рис. 3. 32. Схема осевого подвода из короба.

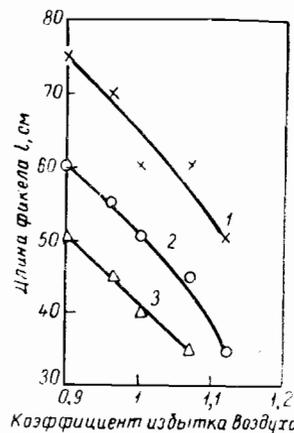


Рис. 3. 33. Изменение видимой длины факела круглой горелки.

1 —  $ab/d^2 = 0,350$ ; 2 —  $a'b/d^2 = 0,25$  (изменением размера сечения шибером); 3 —  $a'b/d^2 = 0,200$  (тоже шибером).

На основании приведенных графиков (рис. 3. 33) авторы работы отмечают, что при  $ab/d^2 = 0,35$  и  $\alpha' = 1$  длина факела пламени составляла  $l_\phi = 7,5d$ , а при  $\alpha' = 1,2$   $l = 5,2d$ .

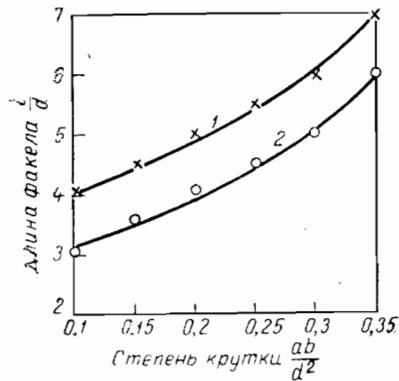


Рис. 3. 34. Изменение видимой длины факела турбулентной горелки.

1 и 2 — при разных расходах газа.

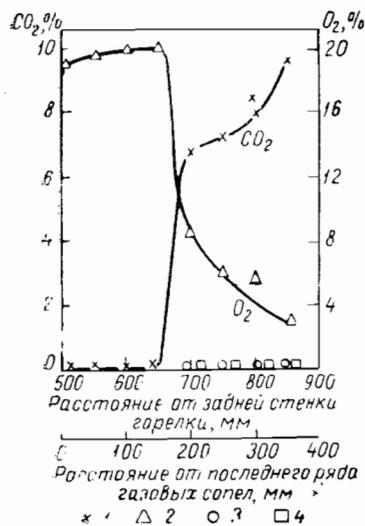


Рис. 3. 35. Содержание  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $CO$  и  $CH_4$  по оси цилиндрического канала круглой горелки.

$p_2 = 840$  мм вод. ст.;  $p_{возд} = 45$  мм од. ст.;  $V = 250$  м<sup>3</sup>/ч; 1 —  $CO_2$ ; 2 —  $O_2$ ; 3 —  $CO$ ; 4 —  $CH_4$ .

нию к топке процесс горения еще не происходит. В работе отмечается, что при общем коэффициенте избытка воздуха в горелке

На рис. 3. 34 показано изменение длины факела пламени в зависимости от параметра  $ab/d^2$  (фактически  $\alpha'b/d^2$ ) для двух нагрузок горелки. В связи с этим графиком авторы работы [131] отмечают, что увеличение нагрузки на 42% привело к удлинению факела на 14%.

Следует заметить, что эта рекомендация имеет частное значение, относящееся только к испытанной горелке. Нагрузка и коэффициент избытка воздуха влияют на длину факела только в горелках, не имеющих равномерного начального распределения газа в воздухе.

Помимо огневых испытаний на стендах, были проведены испытания горелок в промышленных условиях на котле ДКВ-4-13. В топке этого котла имелись две круглые горелки с периферийной подачей газа производительностью по 300 м<sup>3</sup>/ч. Диаметр горелки в месте подачи струй газа составлял  $d = 300$  мм, длина цилиндрической части (в данном случае до амбразуры в топке) составляла  $l = 500$  мм или  $l = 1,7d$ .

Для анализа характера смешения и горения газа по оси горелки в разных точках производился отбор проб газозооной смеси и продуктов сгорания водоохлаждаемой трубкой. Давление газа в опытах составляло  $p_2 = 840$  мм вод. ст., давление воздуха  $p_{возд} = 45$  мм вод. ст. (размеры отверстий и их число в работе [131] не отмечены) (рис. 3. 35).

На рис. 3. 35 приведены данные этих измерений. На расстоянии 150 мм от плоскости последнего ряда газовых сопел по направлению к топке процесс горения еще не происходит. В работе отмечается, что при общем коэффициенте избытка воздуха в горелке

$\alpha' = 1,2$  в центре горелки на расстоянии 100—150 мм за плоскостью последнего ряда газовых сопел он составлял 2,08—2,63. По-видимому, на расстоянии 200 мм за последним рядом сопел начинается процесс горения. В центре этой плоскости потока получен следующий состав продуктов сгорания: 6,8%  $CO_2$ ; 8,3%  $O_2$ ; 0%  $CO$  и  $CH_4$ . В работе [131] отмечается, что состав соответствует полному сгоранию газозооной смеси с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha' = 1,65$  \*.

На расстоянии 350 мм от последнего ряда газовых сопел состав смеси в центре потока соответствовал  $\alpha' = 1,20$  (9,5%  $CO_2$ ; 2,9%  $O_2$  и 0%  $CO$  и  $CH_4$ )\*. Полученные данные подтверждают возможность стягивания пламени в центральную часть горелки.

### Выводы.

1. Как лабораторные исследования, так и визуальные наблюдения за горящим факелом в промышленных условиях показывают хорошую регулируемость длины и разнеса факела с помощью языка в подводящем канале улитки вторичного воздуха.

2. Лабораторные исследования и промышленные опыты показывают, что подача воздуха по оси горелки способствует уменьшению обратных токов. Этот прием повышает надежность работы горелки и способствует увеличению угла раскрытия факела при сохранении практически прежних условий воспламенения.

3. Данные по длине горящего газомого факела следует рассматривать как приближенные. Нам представляется, что при выдерживании условий смесеобразования в горелке длина факела пламени не зависит от предложенного в работе [132] параметра  $\left(\frac{BQ_H^p}{f_{огн}}\right)$ .

### ВОЗДУХОНАПРАВЛЯЮЩИЕ ЛОПАТОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Помимо рассмотренных выше способов подвода воздуха в горелки, существуют еще различные воздухонаправляющие устройства лопаточного типа. Они широко распространены в мазутных горелках стационарных котлов и в паровых судовых котлах. В связи с широким распространением комбинированных газомазутных горелок закручивающие лопаточные аппараты представляют большой интерес.

Теория воздухонаправляющих устройств лопаточного типа до настоящего времени еще не разработана. Обычного опыта эксплуатации оказалось недостаточно для обоснованного их проектирования. Значительная роль воздухонаправляющих устройств в организации топочного процесса вызвала необходимость исследования их в лабораторных и промышленных (огневых) условиях.

\* В обоих случаях состав  $CO_2$  и  $O_2$  не балансируется, что свидетельствует о недожоге вопреки утверждениям авторов исследования [131].

Познакомимся с результатами исследований воздухонаправляющих устройств судовых котлов, которые приложимы и для стационарных котлов.

Воздугонаправляющие устройства судовых котлов в зависимости от способа подвода воздуха разделяют на однозонные с осевым подводом воздуха, двухзонные с осевым и закрученным подводом воздуха, однозонные с закрученным подводом воздуха.

Осевой подвод воздуха применялся на начальном этапе развития котлов с нефтяным отоплением. Он обеспечивал сжигание топлива при низких форсировках.

Следующим шагом было применение конуса-рассекателя (диффузора), устанавливаемого по оси горелки в фурме, и закрутки воздуха. Это привело к распространению воздухонаправляющих устройств двухзонных с осевым и закрученным подводом воздуха и однозонных с закрученным подводом воздуха.

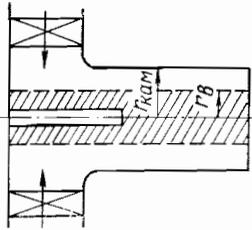


Рис. 3. 36. Схема воздухонаправляющего однозонного устройства (без диффузора).

На рис. 3. 36 приведена принципиальная схема однозонного воздухонаправляющего устройства с тангенциальным лопаточным подводом. Воздух поступает через тангенциальные каналы, образованные лопатками, благодаря чему приобретает вращательно-поступательное движение. Мазутная форсунка помещена на оси горизонтальной цилиндрической камеры. В пространстве камеры от  $r = 0$  до  $r = r_{в}$  воздух неподвижен;  $r_{в}$  — радиус вихря потока, величина которого зависит от конструктивных параметров завихрителя и от поля скоростей на лопаточном аппарате. В пространстве камеры от  $r = r_{в}$  до  $r = r_{кам}$  воздух обладает циркуляционными компонентами скоростей.

Создание закрученного потока воздуха в горелке и установка конуса-рассекателя являются эффективными методами ускорения и стабилизации процесса горения. Оба эти мероприятия способствуют лучшему приготовлению и воспламенению свежих порций топливной смеси благодаря созданию встречного потока горячих продуктов сгорания в осевой области закрученного потока.

На рис. 3. 37 показано воздухонаправляющее устройство, выполненное двухзонным. При помощи фланцев 1 оно крепится к воздушному коробу, а конусы 2 — к топочному листу. Воздух в топку поступает через две зоны: наружную с направляющими лопатками, где воздух закручивается, и внутреннюю, проходящую которую, он сохраняет осесимметричное движение без закрутки. Открывают и закрывают воздухонаправляющее устройство двумя регистрами 3 и 4. Для перемещения регистров служат тяги 5. Внутри воздухонаправляющего устройства установлен диффузор 6. Он перемещается посредством рукоятки 7, закрепленной на тяге 8. Положение его относительно фурменного отверстия и форсунки определяется

при наладке топочного процесса в период стендовых испытаний котла.

Есть двухзонные воздухонаправляющие устройства, в которые принудительная подача воздуха производится через тангенциальную и осевую зоны к фурменному отверстию (амбразуре).

Воздугонаправляющие устройства применяют на судовых котлах в компоновке с регулируруемыми горелками.

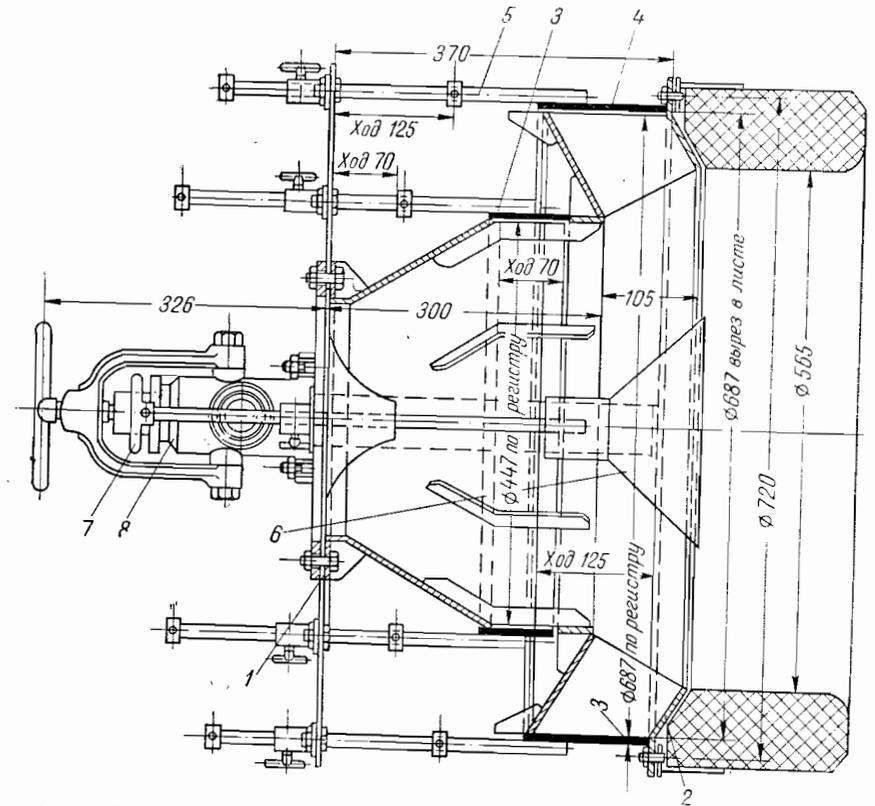


Рис. 3. 37. Двухзонное воздухонаправляющее устройство при подводе воздуха из котельного отделения.

Регулирование расходов топлива и воздуха всегда являлось важной проблемой в организации топочного процесса.

На рис. 3. 38 приведено воздухонаправляющее устройство, в котором предусмотрено регулирование расхода воздуха. Расход топлива через форсунку изменяют путем регулирования давления топлива в сливной магистрали. Воздугонаправляющее устройство состоит из двух concentрических конических колец 1 и 2. Вращательное движение воздуху придают неподвижные лопатки 3 и 4. Расходы воздуха регулируются поворотными лопатками, закрепленными

на осях 5 и 6. Два ряда поворотных лопаток совместно с коническими кольцами образуют по существу два параллельных закручивающих аппарата. Внутренний ряд лопаток направляет воздух по часовой стрелке, наружный — против (попутно отметим, что лучше иметь одинаковое направление вращения). Управление поворотными лопатками осуществляется через систему рычагов и песте-

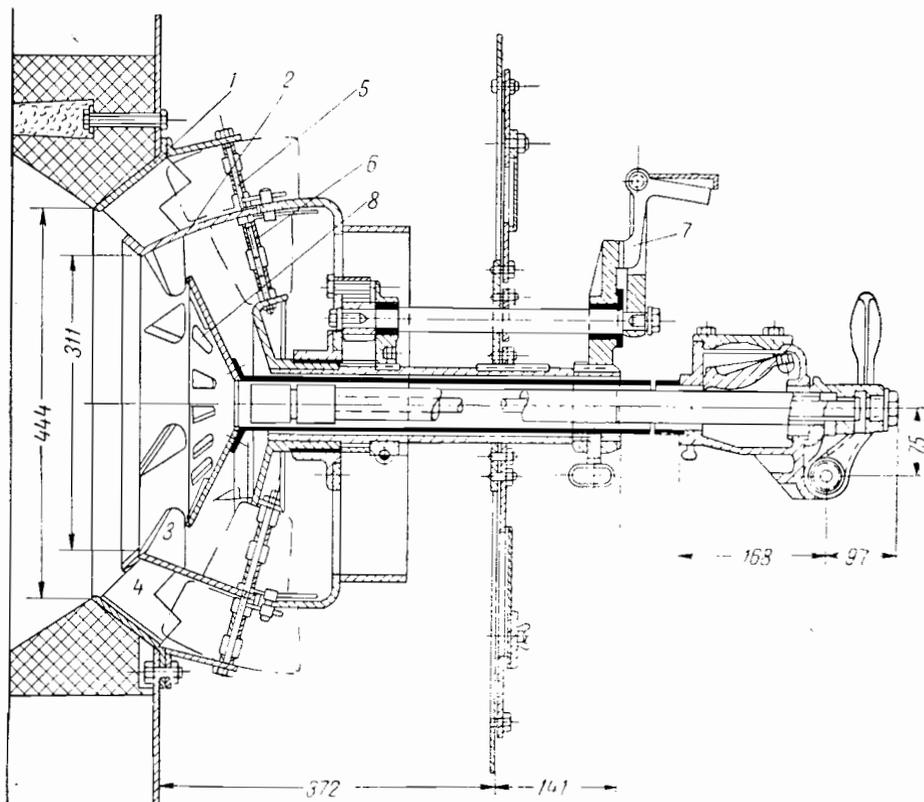


Рис. 3. 38. Воздухонаправляющее устройство с регулированием расхода воздуха.

рен рукояткой 7. При малых расходах топлива через форсунку рекомендуется открывать только внутренний ряд лопаток. Таким образом, воздух из воздушной коробки поступает к топливному факелу через двойной воздушный регистр. Конус-рассекатель (диффузор) 8 предназначен для стабилизации горения распыленного жидкого топлива (организует возвратные токи продуктов сгорания из топки к форсунке).

На рис. 3. 39 приведено воздухонаправляющее устройство, в котором в отличие от типа, представленного на рис. 3. 37, закрученный поток воздуха создается не наружной, а внутренней зоной. Воздух,

пройдя тангенциально расположенные каналы 1, приобретает вращательное движение и поступает во внутреннюю 2 и внешнюю 3 зоны. Во внешней зоне установлены радиальные лопатки 4, «выпрямляющие» воздушный поток, проходящий через внешнюю зону, т. е. поток переводится из вращательного в прямоточное (осесимметричное поступательное) движение. Во внутренней зоне закрученный характер движения воздуха сохраняется. Подобная организация воздушного потока обеспечивает перемешивание во внутренней области и обжатие факела внешней областью воздушного потока. В горелочном устройстве предусмотрен конус 5 для улучшения сжигания топлива.

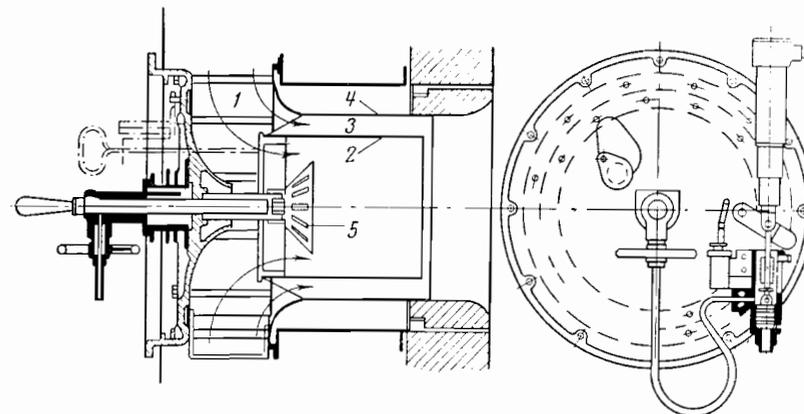


Рис. 3. 39. Воздухонаправляющее устройство с внутренней зоной тангенциального лопаточного подвода воздуха.

Материалов по исследованию воздухонаправляющих устройств в литературе до сих пор по существу опубликовано почти не было. В работе [79] приведены результаты опытов, проведенных Русаком, на которых и базируются излагаемые ниже результаты исследований воздухонаправляющих устройств.

В задачу исследования входило изучение влияния геометрических параметров и конструктивных форм воздухонаправляющего устройства на аэродинамику воздушного потока, качество горения и сопротивление устройств.

На рис. 3. 40 показан характер воздушного потока за двухзонным устройством — две ярко выраженные области с различными течениями, так же как и в горелках с улиточным подводом. Внешняя область представляет полный конус, который в пределах фурмы (амбразуры) имеет вращательно-поступательное движение, а по выходе из нее траектории частиц топлива и воздуха движутся поступательно по скошенным прямым. Внутренняя — центральная — область характеризуется обратным движением газа по оси факела.

Сравнение векторов скоростей (рис. 3. 40, а и б) показывает, что при подаче воздуха через две зоны и установленном диффузоре (рис.

3. 40, а) область, занятая возвратным потоком, примерно в полтора раза короче, чем при подаче воздуха через одну зону и даже без диффузора (рис. 3. 40, б).

Формирование факела определяется компоновочной схемой воздухонаправляющего устройства. В частности, было отмечено влияние на структуру воздушного потока соотношения сечений зон с осевым и тангенциальным подводом воздуха, размеров фурменного отверстия, размеров и положения диффузора, угла наклона лопаток и др.

Сравнение результатов холодных продувок и режимов горения топлива в топке котла показало, что полнота сжигания топлива и устойчивость горения достигаются при наличии в центре воздуш-

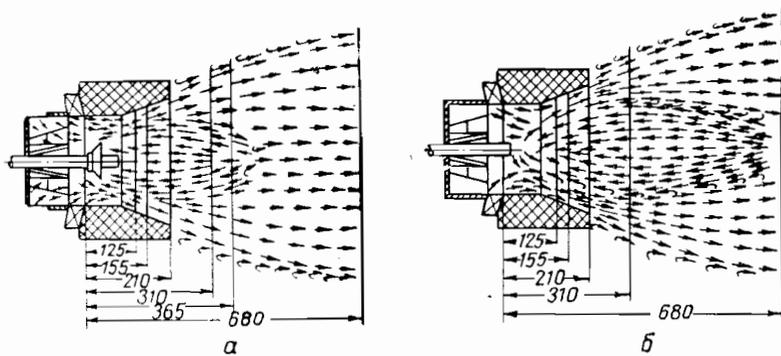


Рис. 3. 40. Схема потока за двухзонным воздухонаправляющим устройством.

а — при полностью открытых обеих зонах; б — при открытии одной зоны с тангенциальным подводом воздуха (при снятом диффузоре).

ного факела зоны определенных размеров с обратным движением газа. По данным этих исследований размеры обратной зоны удобно относить к диаметру фурмы (амбразуры); они должны быть следующими:

$$\begin{aligned} d_3 &= (0,5 \div 0,8) d_{\phi}, \\ L_3 &= (2,5 \div 3,0) d_{\phi}, \end{aligned} \quad (3. 23)$$

где  $d_3$  — диаметр зоны обратных токов в м;  $L_3$  — длина зоны обратных токов в м;  $d_{\phi}$  — диаметр фурмы (амбразуры) в м.

Как показали исследования, одним из условий достижения оптимальных размеров зоны обратных токов является обеспечение соотношения скоростей в области вращательно-поступательного движения потока  $\frac{u}{v} = 0,5 \div 0,6$ , где  $u$  — тангенциальная составляющая скорости в м/сек;  $v$  — осевая составляющая скорости в м/сек.

Опыты подтвердили существенное влияние на характер воздушного потока и соответственно на качество топочного процесса геометрических параметров лопаточного аппарата и диффузора. К основным геометрическим параметрам закручивающего аппарата сле-

дует относить угол наклона лопаток  $\phi$ , угол наклона (атаки) тангенциального подвода воздуха  $\alpha_t$ , соотношение площадей фурмы и зоны для однозонного воздухонаправляющего устройства, соотношение сечений осевой и тангенциальных зон для двухзонного.

На рис. 3. 41 приведена схема построения элементов однозонного воздухонаправляющего устройства. При его конструировании рекомендуется входную кромку лопатки  $m$  ограничивать точкой пересечения внешней окружности устройства с радиусом, проходящим из центра через выходную кромку соседней лопатки  $m'$ . Важным результатом исследований является также то, что двухзонное воздухонаправляющее устройство по сравнению с более простым в конструктивном отношении однозонным особых преимуществ не имеет.

Регулирование подачи воздуха с помощью воздухонаправляющих устройств. Как известно, экономичная работа котла обеспечивается при поддержании оптимального соотношения между количеством сжигаемого топлива и воздуха,

необходимого для горения на всех режимах работы котла. При изменении подачи воздуха с помощью регулируемого устройства (в отличие от нерегулируемого) неизбежно изменение соотношений его конструктивных элементов, поэтому в процессе регулирования изменяется и характер воздушного потока.

Полезно рассмотреть результаты регулировочных возможностей воздухонаправляющих устройств различных конструкций. Это важно знать потому, что исследованные элементы конструкций в той или иной форме применяются и в новых воздухонаправляющих устройствах стационарных установок (топках котлов и печей).

В двухзонном воздухонаправляющем устройстве (см. рис. 3. 37) подачу воздуха регулируют несколькими способами: 1) прикрытием тангенциального подвода воздуха; 2) прикрытием осевого подвода; 3) прикрытием обеих зон одновременно.

В первом случае регистр осевого подвода воздуха все время остается открытым. Прикрытие радиальной зоны приводит к уменьшению зоны обратных токов и уменьшению соотношения скоростей  $u/v$  (факел сужается); в результате ухудшается устойчивость горения факела пламени. Этот способ характеризуется очень малым диапазоном регулирования: от 100 до 90%. Такой способ регулирования неприемлем.

При втором способе регистр радиального подвода воздуха все время остается открытым. По мере прикрытия осевого подвода

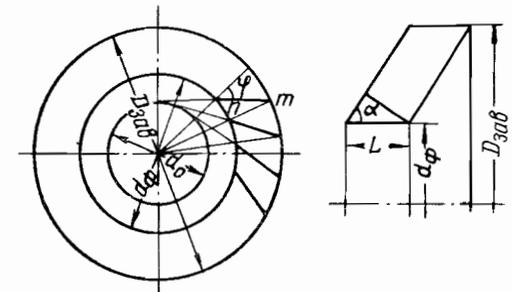


Рис. 3. 41. Схема построения элементов однозонного воздухонаправляющего устройства.

воздуха зона обратных токов увеличивается, оставаясь в допустимых пределах. Соотношение тангенциальной и осевой скоростей также остается в оптимальных пределах. Однако диапазон регулирования и в этом случае также недостаточен и составляет от 100 до 75%.

Третий способ регулирования с помощью одновременного прикрытия обеих зон был бы наиболее прост в конструктивном оформлении при использовании автоматики. Однако одновременное прикрытие регистров обеих подводов приводит к уменьшению зоны обратных токов и ухудшению горения в области средних и больших нагрузок. И в этом случае достигается небольшой предел регулирования расхода воздуха. При открытии регистров на  $1/3$  он составляет от 100 до 80%.

В однозонном воздушнонаправляющем устройстве регулирование также возможно несколькими способами: внешним регистром, изменением угла наклона лопаток, регулятором, перемещающимся в лопаточном аппарате.

Регулирование с помощью внешнего регистра конструктивных трудностей не представляет, но по мере закрытия регистра увеличивается зона обратного потока, факел расширяется. Конфигурация потока и величина сопротивления существенно изменяются только при значительном закрытии регистра (свыше 50%). Диапазон регулирования такого устройства шире, чем в двухзонном, но все же недостаточен: от 100 до 50%. Этот способ регулирования также нельзя признать удовлетворительным; кроме того, при малых нагрузках образуется очень широкий факел, лижущий фурму, фронт котла и близрасположенные поверхности экранных труб. Это вызывает коксование мазута, ухудшая горение, со всеми вытекающими отрицательными последствиями.

При большой степени закрытия регистра воздух, двигаясь через лопаточный аппарат, заполняет только часть выходного сечения закручивающего устройства, что приводит к резкому увеличению потерь на завихрения и изменению конфигурации факела. Представляло интерес применить такое регулирование, при котором изменялось бы целиком все сечение между лопатками по всей их длине. Регулирование по такой схеме приведено на рис. 3. 42.

На нем видно, что по мере прикрытия подвода резко увеличивается зона обратных токов по диаметру и по длине, факел расширяется.

Чрезмерно развитый обратный поток отрицательно сказывается на качестве горения факела пламени. Так, при открытом на 40% подводе (см. рис. 3. 42, в) в центральной части факела имелся явно выраженный поток газа, направленный в фурму (амбразуру). Факел пламени представлял полый венец из горящего топлива, касающегося краев фурмы и фронта топки.

Предел регулирования такого воздухоподводящего устройства в отношении формы факела ограничен. Регулятор не должен закрывать сечение между лопатками больше чем на 50%, так как дальнейшее прикрытие ухудшает горение.

В практике зарубежного котлостроения имеются регулируемые воздушнонаправляющие устройства системы Тодда (рис. 3. 38) и системы Блом и Фосс (рис. 3. 39). Регулирование в них основано на принципе изменения угла наклона лопаток.

Исследования показали, что регулирование посредством изменения угла наклона лопаток может быть осуществлено без заметного ухудшения качества горения, но в очень узком диапазоне. При воздушнонаправляющих устройствах системы Тодда на малых нагрузках факел сильно раскрывается и стелится по фронту; в результате происходит коксование фурм и нагревательных поверхностей.

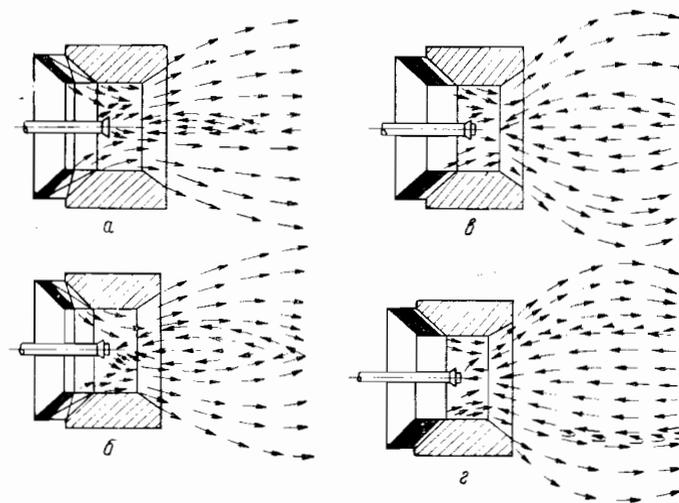


Рис. 3. 42. Схема регулирования однозонного воздушнонаправляющего устройства при помощи регулятора.  
Открытие регулятора: а — на 85%; б — на 60%; в — на 40%; з — на 15%.

Все исследования позволяют сделать вывод: рассмотренные воздушнонаправляющие устройства не могут быть применены в качестве регулируемых главным образом вследствие сильно раскрывающегося факела на малых нагрузках.

Нужно, следовательно, создать воздушнонаправляющее устройство, не имеющее этого недостатка и позволяющее увеличить пределы регулирования. Конструктивно такое устройство показано на рис. 3. 43. На рис. 3. 43, а изображено воздушнонаправляющее устройство, регулируемое с помощью регулятора 1, представляющее уменьшенную модель воздушнонаправляющего устройства с фурмой меньшего диаметра. В отличие от рассмотренного выше (рис. 3. 37) устройство имеет зону закрученного потока 2 и обжимающую зону 3, в которой воздух не закручивается. Испытания его показали следующее. По мере перемещения регулятора вперед зона обратного



потока уменьшается, факел суживается. При полном закрытии (воздух идет только через регулятор) зона обратного потока исчезает, факел, слегка расширившись в фурме, в топке остается каулообразным, раскрытие факела на малых нагрузках здесь предотвращается наличием обжимающей зоны и уменьшением диаметра фурмы. В подобных устройствах осуществляется широкий диапазон регулирования: от 100 до 20%.

Более простое регулирование имеет трехзонное устройство, приведенное на рис. 3. 43, б. Здесь зоны I и II — с закручиванием, зона III — обжимающая. Регулятор I представляет конус с прорезами для воздуха. Диаметр фурмы не изменяется, но необходимое соотношение  $u/v$  достигается выбором разных углов наклона лопаток

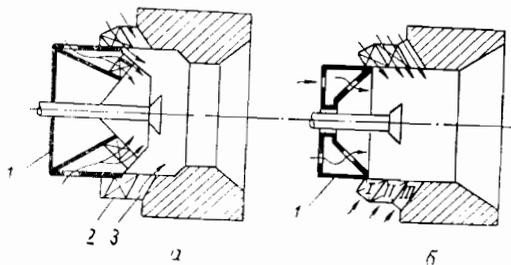


Рис. 3. 43. Схема регулятора при помощи регулятора.

а — двухзонного воздухонаправляющего устройства;  
б — многозонного воздухонаправляющего устройства.

представляют ценный материал для использования во все более расширяющихся стационарных котельных агрегатах на мазутном и газовом отоплении. В мазутных и газомазутных горелках с воздухонаправляющими лопаточными устройствами также необходимо осуществлять регулирование производительности горелок без ухудшения качества процесса горения. Поэтому приведенные здесь результаты опытов на холодных и огневых моделях следует учитывать при разработке различных воздухонаправляющих устройств. Необходимо только иметь в виду, что все приведенные результаты получены в условиях постоянства перепада на горелке и могут отличаться от тех же характеристик в случае изменения напора вентилятора при регулировании.

Аэродинамические сопротивления воздухонаправляющих устройств. Исследования подтвердили независимость коэффициента сопротивления воздухонаправляющих устройств от числа Рейнольдса, подсчитанного по средней скорости воздушного потока, отнесенной к сечению фурменного отверстия. Для расчета коэффициента сопротивления воздухонаправляющих устройств на основании обработки опытных данных А. А. Русака [79] была рекомендована следующая расчетная формула:

$$\zeta_{\text{в}} = 2,45 \eta_l \eta_{\text{ф}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{диф}} \quad (3.24)$$

где коэффициент 2,45 соответствует коэффициенту сопротивления воздухонаправляющего устройства, принятого за эталон;  $\eta_n$  — поправочные коэффициенты на величину соответственно площади сечения завихрителя, угла наклона лопаток, угла атаки завихрителя, диаметра фурмы и диаметра диффузора (конуса-рассекателя).

Воздухонаправляющее устройство, принятое за эталон, имело следующие характеристики: диаметр фурмы 200 мм; угол  $\alpha_{\text{т}} = 40^\circ$ ; диаметр диффузора 80 мм; условный диаметр  $d_0 = 130$  мм; длина цилиндрической части фурмы 70 мм; число лопаток 20. Для этого воздухонаправляющего устройства приняты следующие геометрические параметры:  $f_{\text{зав}}/f_{\text{ф}} = 0,892$ ;  $d_0/d_{\text{ф}} = 0,65$ ;  $d_{\text{диф}}/d_0 = 0,675$  и  $\eta_l = \eta_{\text{ф}} = \eta_{\text{д}} = \eta_{\text{диф}} = 1$ .

Значения поправочных коэффициентов, полученных при обработке данных, приведены на графиках рис. 1—5 (приложение 2).

Абсолютное значение  $\zeta_{\text{в}}$  увеличивается с уменьшением угла атаки  $\alpha_{\text{т}}$ , несмотря на рост диаметра фурмы  $d_{\text{ф}}$ . При значениях  $\alpha_{\text{т}} \geq 45^\circ$   $\zeta_{\text{в}}$  становится постоянным. Изменение длины цилиндрической части фурмы (амбразуры) в обычных для котельной практики пределах  $l_{\text{ц}} = (0,25 \div 0,5)d_{\text{ф}}$  заметного влияния на величину сопротивления воздухонаправляющего устройства не оказывает. Положение диффузора (конуса) влияет на величину этого сопротивления. Наличие диффузора в фурме увеличивает сопротивление, причем перемещение диффузора по длине цилиндрической части фурмы не изменяет его, а лишь после того, как он оказывается в области расходящейся части фурмы, сопротивление снижается и принимает значение, которое имела фурма без диффузора. В этом случае диффузор перестает оказывать влияние на организацию воздушного потока.

Расчет однозонного воздухонаправляющего устройства. В задачу расчета воздухонаправляющего устройства входит определение его сопротивлений с целью сравнения результатов расчета с принятым значением и в случае необходимости пересмотра заложенного в расчет значения перепада напора на фронте котла  $\Delta H_{\text{фр}}$  или пересчета устройства с другими исходными геометрическими параметрами.

В качестве исходных данных при расчете воздухонаправляющего устройства принимают следующие: перепад напора на фронте котла  $\Delta H_{\text{фр}}$  в мм вод. ст.; число горелок  $n$ ; скорость воздуха в фурме  $v_{\text{в}}$  в м/сек; расход топлива на котел  $B$  в кг/ч; расходы воздуха на котел  $V_{\text{в}}$  в м<sup>3</sup>/ч.

Площадь сечения фурменного отверстия находится по выражению

$$f_{\text{ф}} = \frac{V_{\text{в}}}{3600 v_{\text{в}} n} \text{ м}^2. \quad (3.25)$$

Тогда диаметр фурмы равен

$$d_{\text{ф}} = 1,15 \sqrt{f_{\text{ф}}} \text{ м}. \quad (3.26)$$

В дальнейшем производится выбор и оценка геометрических параметров воздухонаправляющего устройства, соответствующих условиям удвоительного смесеобразования. Конструктивный параметр — отношение условного диаметра  $d_0$  к диаметру фурмы  $d_\Phi$  — для однозонного воздухонаправляющего устройства рекомендуется принимать в пределах 0,58—0,68 и угол наклона  $\alpha_T$  порядка 35—50°. Площадь сечения завихрителя  $f_{зав}$  рекомендуется принимать равной площади сечения фурменного отверстия за вычетом площади диффузора, т. е. по выражению

$$f_{зав} = \frac{\pi}{4} (d_\Phi^2 - d_{диф}^2) \text{ м}^2. \quad (3.27)$$

Эта же величина в соответствии с рис. 3.41 равна

$$f_{зав} = \pi l \sin \alpha_T (d_\Phi + l \sin \alpha_T \cos \alpha_T) \text{ м}^2. \quad (3.28)$$

Совместное решение уравнений (3.27) и (3.28) дает возможность получить следующее выражение для определения ширины лопаток  $l$  воздухонаправляющего устройства

$$l = \frac{\sqrt{d_\Phi^2 + (d_\Phi^2 - d_{диф}^2) \cos \alpha} - d_\Phi}{2 \sin \alpha_T \cos \alpha_T} \text{ м}. \quad (3.29)$$

Конструктивная ширина лопаток должна быть больше расчетной для компенсации сужения проходного сечения из-за толщины лопаток. Ее рекомендуется принимать равной

$$l_k = 1,25 l \text{ м}. \quad (3.30)$$

Тогда наружный диаметр завихрителя

$$D_{зав} \geq d_\Phi + 2l_k \operatorname{tg} \alpha_T \text{ м}. \quad (3.31)$$

Число лопаток принимают из условия соблюдения перекрытия смежных каналов (рис. 3.41). Длины цилиндрической и расходящейся частей фурмы (амбразуры) обычно принимают равными между собой в пределах 0,45—0,55  $d_\Phi$ . Угол конусности расходящейся части фурмы принимают равным 20—25°.

Расчет воздухонаправляющего устройства заканчивают определением величины аэродинамических сопротивлений с использованием формулы (3.24).

Если расчетное значение аэродинамических сопротивлений окажется больше предварительно оцененного, а пересмотреть заложенное в расчет значение  $\Delta H_{фр}$  не представляется возможным, то необходимо рассчитать воздухонаправляющее устройство заново с другими исходными геометрическими параметрами.

Сравнение различных конструкций горелочных устройств по интенсивности крутки потока. До последнего времени отсутствовала методика, которая позволяла бы оценивать интенсивность закрученности потока различных горелочных устройств в сопоставимых единицах. Это не

позволяло объективно оценить и сравнить конструкции горелок между собой и тем самым препятствовало прогрессу в их совершенствовании. Р. Б. Ахмедов в своей работе [10] предложил для интенсивности крутки потока использовать выражение

$$n = \frac{4M}{\pi Kr}, \quad (3.32)$$

где  $M$  — момент количества движения закрученного потока относительно оси;  $K$  — количество движения воздуха, выходящего из горелки, и вывел формулы для сравнения интенсивности крутки для горелок. Так, для горелки с простым тангенциальным подводом и полым устьем

$$n = \frac{d(d-a)}{ab}; \quad (3.33)$$

для горелок с улиточным тангенциальным подводом и полым устьем

$$n = \frac{d(d+a+2c)}{ab}; \quad (3.34)$$

для горелок с лопаточным тангенциальным подводом

$$n = \frac{d^2}{Lm\varepsilon} \cos \alpha; \quad (3.35)$$

для горелок с лопаточным осевым подводом

$$n = \frac{4 \operatorname{tg} \alpha}{\pi d} \sqrt{\frac{d^2 - d_0^2}{2}}, \quad (3.36)$$

где  $L$  — длина лопаток (вдоль оси);  $m$  — число лопаток;  $\varepsilon$  — наименьшее расстояние между лопатками;  $\alpha$  — угол наклона лопатки относительно оси горелки;  $d$  — диаметр горловины горелки;  $a$  — ширина входного патрубка горелки;  $b$  — длина входного патрубка горелки (вдоль оси).

Сравнивать между собой показатели рассмотренных выше вихревых горелок следует при равной интенсивности крутки, рассчитываемой по формулам 3.33—3.36, предложенным Р. Б. Ахмедовым

▼▼▼▼▼▼▼▼

## ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Выше было показано, что газовая горелка является одним из основных элементов, определяющих полноту сжигания газа. Хотя горение и происходит в камере сгорания, все же длина факела пламени, его конфигурация, светимость и полнота сгорания газа являются следствием процессов распределения газа в воздухе и его смешения с ним в газовой горелке. Опыт показывает, что недостатки организации процессов смесеобразования в горелке довольно трудно, а иногда и вовсе невозможно устранить никакими приемами в топке. Наоборот, правильная организация процесса смесеобразования в горелке может обеспечить полное сжигание газа практически без потерь тепла при высоких форсировках и больших теплонпряжениях камер (на порядок, больший, чем, например, в существующих топках).

Выше было установлено, что наиболее распространенные горелки основаны на многоструйном принципе смесеобразования. Этот же принцип положен в основу создания горелок большой единичной мощности. Горелки, основанные на струйном принципе перемешивания, чаще всего бывают двух типов: с периферийной и центральной подачей струй газа в поперечный поток воздуха. Принципиальные схемы этих горелок приведены на рис. 4. 1.

Из сказанного выше следует, что смесеобразование, протекающее в горелках этого типа, определяется процессом развития системы газовых струй в поперечном потоке воздуха и одновременно сопровождающим его процессом перемешивания. Необходимо заметить, что при всей кажущейся на первый взгляд простоте явлений развития и перемешивания системы струй газа в поперечном потоке воздуха они являются процессами сложными и до последнего времени совсем неизученными.

Важнейшие параметры, определяющие процесс смесеобразования, как, например, выходные скорости газа  $v_g$  и воздуха  $v_b$ , диаметры отверстий для струй газов  $d$ , расстояния между отверстиями в ряду  $s$  и углы между направлением струй газа и направлением потока воздуха  $\alpha$  (углы атаки струй), выбираются конструкторами и про-

ектировщиками в разных местах произвольно, без учета особенностей процессов, протекающих в горелках, или в лучшем случае на основе практического опыта эксплуатации существующих горелок. При этом значения важнейших определяющих конструктивных и режимных параметров в них приняты самыми различными, а главное, не обоснованы расчетом. Так, например, можно встретить газовые горелки, у которых начальные скорости газа выбраны в широком диапазоне значений от 20 до 200 м/сек, размеры отверстий от 2 до 30 мм и более, число отверстий от 8 до 800 и более. Эти данные показывают, что значения важнейших величин, определяющих работу горелки, изменяются в десятки и сотни раз. Поэтому в ряде конструкций аэродинамика взаимодействующих газоздушных потоков должным образом не упорядочена и процесс смешения в горелочном устройстве происходит неудовлетворительно — в основном переносится в топочное пространство. Условия же для исправления этих недостатков в топке, как уже отмечалось выше, в большинстве случаев несравненно менее благоприятны, требуют больших избытков воздуха, а в некоторых случаях и вообще не приведут к положительным результатам.

Для понимания процессов смесеобразования, происходящих в горелке, и выяснения условий, к которым следует стремиться при их рациональном конструировании, рассмотрим два случая неудачного развития газовых струй в поперечном потоке воздуха в горелке: один при периферийной, а второй при центральной подаче газа.

Первый случай характеризуется подводом газовых струй с периферии из отверстий одного размера, размещенных с малыми шагами. В этих условиях можно ожидать, что струи по выходе в воздушный поток сразу же сольются между собой в сплошное газовое кольцо, отжав воздух от стенки, с поверхности которой они выходят. В этом случае газовое кольцо образуется у внешней стенки горелки, как это показано на рис. 4. 1, а.

Во втором случае такое же развитие газовых струй в горелке с центральной подачей газа приведет к образованию газового кольца у внутренней (центральной) трубы. Оба рассмотренных случая характеризуются неудачным распределением газообразного топлива в воздухе. Несомненно, что перемешивание с воздухом газового кольца осуществить значительно труднее, чем смешать с воздухом

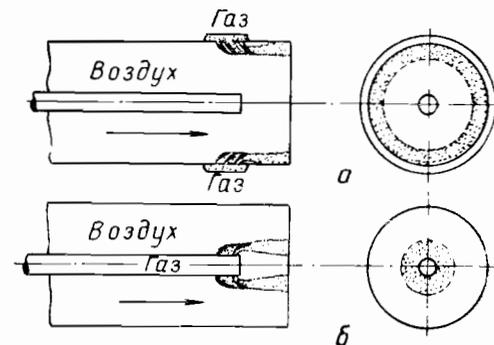


Рис. 4. 1. Схема развития в горелках газовых струй, размещенных с малыми шагами между отверстиями.

а — при периферийной подаче газа; б — при центральной подаче газа.

этот же объем газа, но разделенный на отдельные струи. Однако из данного рассуждения также следует, что создание большого числа отверстий одного размера для выхода струй газа еще не является достаточным условием для хорошего смесеобразования, так как возможно слияние отдельных струй между собой с образованием сплошной газовой прослойки между стенкой и воздухом. В рассмотренных выше случаях условия подачи газа из центра (см. рис. 4. 1, б) особенно неблагоприятны, так как основной поток воздуха проходит у периферии горелки, слабо участвуя в смесеобразовании.

Рассмотрим также схематически оптимальные условия смесеобразования в горелке, которые помогут нам представить, к какому развитию струй в потоке воздуха необходимо стремиться.

Можно полагать, что идеальным условием для полного перемешивания газа с воздухом в пределах горелки была бы такая подача газа в поток воздуха, при которой каждый микрослой воздуха получал бы точно порционированное микроколичество газа. Такая идеальная схема организации смещения далеко не всегда является необходимой. Во-первых, потому, что не требуется идеального или даже значительного смещения газа с воздухом в пределах горелки, так как не всегда желательны горелки полного предварительного смещения; во-вторых, потому, что достаточно даже незначительно улучшить распределение газа по сечению горелки, чтобы в выходящем из нее потоке завершились процессы смещения и сгорания. Применительно к рассматриваемым типам горелок условием, достаточным для удовлетворительного перемешивания, является развитие газовых струй разных диаметров не в одном, а например, в двух или максимум в трех слоях воздушного потока. При этом желательно, чтобы в каждом слое, размещенном на разных радиусах (для круглых горелок) или разных расстояниях от стенок (для горелок прямоугольного сечения), подаваемые количества газа были пропорциональны расходам воздуха, проходящим через эти слои.

Для обеспечения такой схемы распределения газа в воздушном потоке по сечению горелки необходимо выход газа производить через отверстия разных размеров, размещенных с зазорами, обеспечивающими струям развитие без слияния.

Рассмотренные выше случаи с неудовлетворительными и удовлетворительными условиями развития струй в горелках, несмотря на всю их схематичность, позволяют пока качественно, но все же различать встречающиеся на практике случаи развития струй. Кроме того, можно сделать некоторые выводы по созданию горелок с принудительной подачей воздуха, организованных на струйном принципе смесеобразования.

1. Если газовые струи одного размера не распределяются в один ряд в основном расходе воздуха, то газ следует подавать через отверстия двух или большего числа размеров.

2. Расстояния между отверстиями для выхода газовых струй должны обеспечивать им развитие в потоке без слияния с соседними струями.

3. Выбор размеров отверстий для выхода газовых струй необходимо производить также из условия развития струй малого и большого размера без слияния между собой.

4. Выходная скорость газа из отверстий должна обеспечить струям углубление в поток воздуха на заданные расстояния от плоскости выхода с тем, чтобы разместить газовые струи наиболее равномерно в основной массе воздуха (пропорционально его расходам).

Перечисленные общие условия развития струй обеспечивают организацию в горелке процесса струйного смесеобразования на не сливающихся между собой струях. Горелка, организованная по такой схеме, всегда может быть рассчитана. Для этого необходимо знать закономерности развития и перемешивания струй газа в поперечном потоке воздуха.

Если эти закономерности будут изучены, то тогда легко распределить по расчету газовые струи в потоке воздуха и по графику определить длину пути, необходимую для смещения струй газа с потоком воздуха. Это позволит для каждого горелочного устройства создавать желаемую степень перемешанности струй газа к устью горелки (вплоть до полностью перемешанной горючей смеси).

Очевидно, что степень смещения газовой струи с воздухом к устью горелки может меняться от 100% до доли, необходимой для образования горючей смеси, обеспечивающей устойчивое горение. При этом возможны случаи, что в топку будет перенесена значительная часть процесса смещения, но это уже не представляет опасности для завершения полного сжигания газа, поскольку газ равномерно распределен в потоке воздуха. При этом смещение с воздухом, а следовательно (в условиях высокой температуры), и сжигание обеспечены в рассчитанных горелках. Подчеркнем, что возможность ускорения или замедления процесса смещения к устью горелки является мощным средством организации светящегося или несветящегося факела пламени. В ряде технических случаев это может быть решающим обстоятельством, предпочтительным иногда даже перед полнотой сжигания газа (например, в мартеновских печах, в котлах небольшой производительности и др.).

Из изложенного можно сделать вывод, что для расчета процесса смесеобразования необходимо установить от каких конструктивных и гидродинамических параметров и как зависят развитие и перемешивание газовых струй в поперечном потоке воздуха.

В институте энергетики АН ЭССР [59] изучалась физическая сущность процессов взаимодействия и перемешивания струй газа с поперечным потоком воздуха. Аналитическое исследование процессов взаимодействия газовых или воздушных струй с поперечным потоком воздуха или газа встречает пока еще непреодоленные трудности. Поэтому опыты производили на воздушных установках. В начале исследовалось развитие в свободном поперечном потоке единичных струй, различных по форме устья: круглой, прямоугольной и плоской, затем — ряда струй, развивающихся в поперечном потоке, сграищенном с четырех сторон стенками (применительно

к условиям развития струй в горелках), а также процесс перемешивания струй газа с поперечным потоком воздуха.

При развитом турбулентном движении, когда силы сопротивления определяются не молекулярной вязкостью, а турбулентным переносом, перемешивание струй, развивающихся в потоке, должно быть автомодельным в области больших чисел Рейнольдса ( $Re$ ). В газовых горелках как раз имеет место перемешивание турбулентных газовых струй с турбулентным потоком воздуха.

Для неизотермического истечения определяющим является критерий Архимеда  $\left(\frac{g \Delta t_0 d}{T_r v_2^2}\right)$ , но при малых значениях чисел  $Ar$ , которые имеются в данном случае (большие скорости истечения), влияние его на траекторию струи практически ничтожно.

При исключении влияния чисел  $Re$  и  $Ar$  развитие струй в поперечном потоке и протекающие в них процессы перемешивания необходимо поставить в зависимость от следующих величин:

- 1) размера струй различных форм устья  $d$ ,  $d_a$ ,  $b_0$ ;
- 2) формы струй в устье (круглое, прямоугольное, плоское);
- 3) относительного шага между струями  $s/d$  и  $s/d_a$ ;
- 4) угла атаки струй  $\alpha$ ;
- 5) коэффициента структуры струй  $a$  (характеристика турбулентности струй);
- 6) соотношения скоростных напоров струи и поперечного потока  $Q_2 v_2^2 / Q_1 v_1^2$ .

Первые четыре параметра являются определяющими конструктивными параметрами, а последние два — определяющими режимными параметрами. Определяющий гидродинамический параметр  $Q_2 v_2^2 / Q_1 v_1^2$ , характеризующий соотношение скоростных напоров струи в устье и потока, был предложен в работе [55], исходя из тех соображений, что при развитом турбулентном движении струй решающее значение имеет скоростной напор, поэтому принимаем в условиях однозначности вместо двух параметров  $Q$  и  $v$  величину  $Q v^2$ . Отсюда получаем безразмерный определяющий параметр  $Q_2 v_2^2 / Q_1 v_1^2$ ; обозначим его  $q$ . Здесь и в дальнейшем индекс 2 будет относиться величину к струе, а индекс 1 — к основному поперечному потоку. При обработке экспериментального материала как с изотермическими, так и с неизотермическими струями (в исследованном интервале изменения температур  $T_1/T_2$  от 0,3 до 3) было проверено, что данный параметр действительно является определяющим для рассматриваемого процесса развития струй в поперечном потоке.

Влияние отмеченных выше величин проверялось при исследовании следующих взаимодействий:

- 1) струи (круглой, прямоугольной и плоской) с поперечным свободным и ограниченным потоком;
- 2) круглых и прямоугольных струй, размещенных в ряд (с различными относительными шагами), с поперечным ограниченным потоком.

Опыты проводились с изотермическими и неизотермическими струями различных размеров на трех экспериментальных установках.

Основной свободный поперечный поток на первой установке был размером  $480 \times 600$  мм, на второй установке — ограниченный поперечный поток  $600 \times 700$  мм, на третьей установке изучались неизотермические струи в поперечном потоке диаметром 700 мм.

Зависимости, полученные в результате обработки экспериментальных данных, представлены в безразмерных координатах и могут быть использованы в виде простых формул при решении технической задачи расчета процессов развития и перемешивания струй газа с воздухом в газовых горелках.

## СТРУЯ В ПОПЕРЕЧНОМ СВОБОДНОМ ПОТОКЕ

**Круглая струя.** Всего было произведено более тысячи измерений в опытах с единичной круглой струей разных диаметров (5, 10, 20 и 21,7 мм), ориентированной к основному потоку под разными углами атаки от 30 до 150° (через каждые 30°) при различных отношениях скоростей ( $v_2/v_1 = 3 \div 20$ ) и температур ( $T_2/T_1 = 0,64 \div 2,86$ ). Угол атаки  $\alpha$  принят равным нулю, когда потоки движутся параллельно и в одном направлении, и равен 180°, когда они движутся навстречу.

Наибольшее число опытов проводилось со струей, направленной перпендикулярно (угол атаки  $\alpha = 90^\circ$ ) к основному потоку, движущемуся вертикально снизу вверх. Схема развития струи газа в поперечном потоке воздуха приведена на рис. 4. 2. Струя газа имитировалась воздухом, который в необходимых случаях подогревался.

Температура потока в большинстве опытов выдерживалась на уровне 300° К, а в некоторых опытах 575° К, а струи в устье 300, 600 и 860° К. Значения гидродинамического параметра  $q$  изменялись в пределах от 2,5 до 1000.

Коэффициент структуры струй  $a$  изменялся от значения 0,06 до 0,08 (этот коэффициент характеризует турбулентность струи).

Исследование формы оси струи, развивающейся в поперечном потоке при различных значениях режимных и конструктивных параметров, является центральным моментом, представляющим интерес для разработки методики расчета газовых горелок.

Под осью струи понимаются линии, соединяющие точки с максимальными значениями скоростей в различных поперечных сечениях струи. Метод определений осей струй по скоростным полям прове-

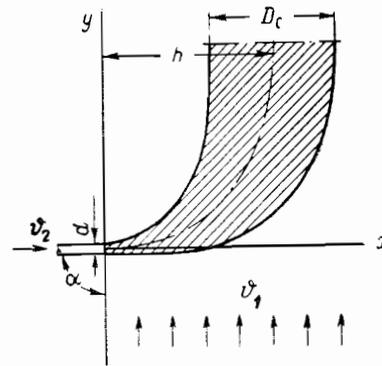


Рис. 4. 2. Схема развития струи газа в поперечном потоке воздуха.

рялся температурными измерениями и фотографированием окрашенных струй на фоне сеточного экрана. Результаты опытов показали удовлетворительное совпадение всех трех методов измерений.

Опыты проводились с целью получения формулы для расчета осей струй.

На рис. 4.3 нанесены оси струй, полученные в изотермических и неизотермических опытах при различных отношениях скоростей и температур для различных углов атаки. Из приведенных кривых видно, что при больших углах атаки ( $\alpha = 150$  и  $135^\circ$ ) струя довольно быстро затухает, в то время как при меньших углах атаки ( $\alpha = 30$  и  $60^\circ$ ) путь вдоль оси струи достаточно большой. Это находится в полном соответствии с представлениями о физической стороне процесса смешения, что при движении навстречу потоку струя быстрее затухает, чем при движении вдоль него. На рис. 4.4 приведено шесть осей струй, полученных в опытах со струями разных диаметров при  $\alpha = 90^\circ$  и различных значениях определяющего гидродинамического параметра  $q$ . Каждая кривая объединяет опытные точки, соответствующие струям различных диаметров.

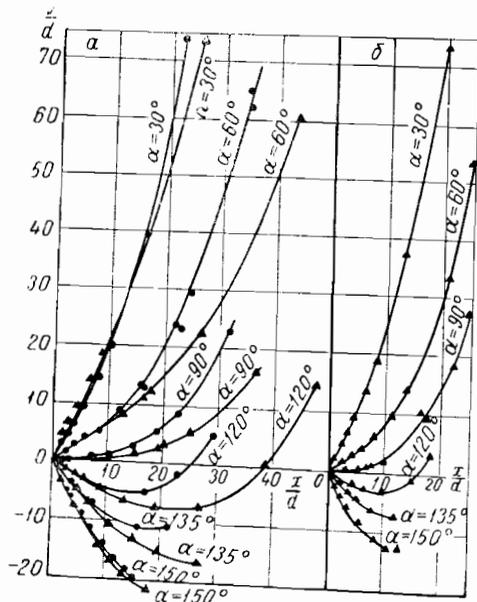


Рис. 4.3. Оси круглых струй в свободном поперечном потоке при различных углах атаки.

$a - v_2/v_1 = 20$  при  $T_2/T_1 = 1$  и  $2$ ;  $b - v_2/v_1 = 10$  при  $T_2/T_1 = 1$ .

Для струи с углом атаки  $\alpha$  от  $45$  до  $135^\circ$  можно рекомендовать уравнение оси круглой струи в виде:

$$\frac{ay}{d} = 195 \left( \frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right)^{1.3} \left( \frac{ax}{d} \right)^3. \quad (4.1)$$

$$\frac{ay}{d} = 195 \left( \frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right)^{1.3} \left( \frac{ax}{d} \right)^3 + \frac{ax}{d} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (4.2)$$

Уравнение (4.2) проверено в промежутке значений  $\rho_1 v_1^2 / \rho_2 v_2^2$  от  $1,45 \cdot 10^{-3}$  до  $8 \cdot 10^{-2}$ ;  $45^\circ \leq \alpha \leq 135^\circ$ ;  $0 \leq ax/d \leq aD_1$ , где

$aD_1$  — произведение коэффициента структуры на дальность струй — может быть всегда рассчитано по формуле (4.5), которая приводится ниже.

В этих уравнениях и в дальнейших отношении плотностей потоков заменяем отношением удельных весов.

Для того чтобы показать, что предложенный параметр действительно является определяющим для всех струй, приведенных на рис. 4.4 во всем интервале изменения переменных величин, на рис. 4.5 представлены все опытные данные в координатах  $\frac{ay}{d} \times q^{1.3}$ ;  $\frac{ax}{d}$ .

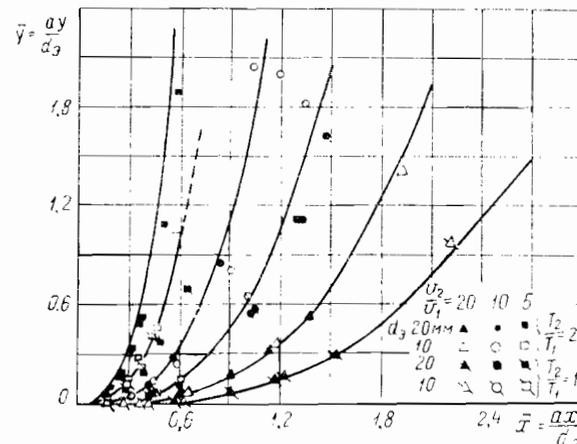


Рис. 4.4. Оси круглых струй, развивающихся в свободном поперечном потоке в зависимости от определяющего гидродинамического параметра.

На графике видно, что все экспериментальные точки удовлетворительно ложатся на одну кривую.

Таким образом, проведенные опыты показывают независимость формы оси струи, развивающейся в поперечном потоке, от температуры газа в струе и в потоке, если обработку результатов эксперимента проводить по предложенному в работе [55] определяющему гидродинамическому параметру. В данных опытах отношение температур изменялось от  $T_2/T_1 = 0,34$  до  $2,86$ . Из приведенных выше данных видно, что разница температур достигалась главным образом подогревом струи и скоростной напор в свободном поперечном потоке не превышал  $\sim 1/30$  величины скоростного напора в струе.

Для оценки влияния температуры набегающего поперечного потока на глубину проникновения струи при больших скоростных напорах в потоке (соизмеримых со скоростным напором в струе) Г. С. Шандоровым [157] были проведены дополнительные эксперименты по широкой программе. Здесь коснемся только опытов по

определению оси струи в потоке. В частности, в этой работе проверялся предложенный в работе [55] гидродинамический параметр — соотношение скоростных напоров струи в устье и среднего для потока  $q$ . С этой целью при помощи оптического прибора ИАБ-451 были тщательно изучены теневые фотографии струи холодного воздуха, распространяющейся в поперечном потоке горячего газа.

Г. С. Шандоров отмечает в своей работе, что полученные экспериментальные данные позволяют распространить наш вывод о независимости изгиба оси струи от температуры газа в струе и в потоке при обработке результатов эксперимента по гидродинамическому параметру  $q$  на случай малых величин этого параметра и отношений температуры газа в потоке и струе  $T_1/T_2$ , приближающихся к имеющимся в камерах сгорания (или в топочных устройствах).

Следовательно, как нашими исследованиями, проведенными при высокой температуре струи, так и исследованиями Г. С. Шандорова, проведенными при высокой температуре поперечного потока газа, можно считать установленным, что предложенный в работе [55] параметр  $q$  является определяющим для формы оси струи, развивающейся в свободном поперечном потоке. При обработке опытных данных по этому параметру экспериментально подтверждена независимость изгиба оси от темпе-

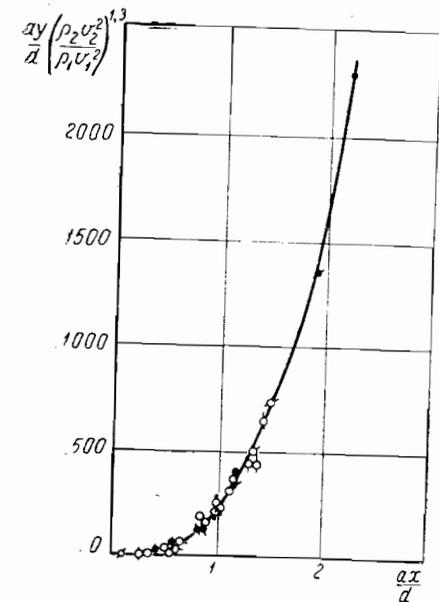


Рис. 4. 5. Обобщенный график осей круглых струй различной плотности, развивающихся в поперечном свободном потоке.

ратуры газа в струе и в поперечном потоке в пределах изменения отношения  $T_1/T_2$  от 0,3 до 3, т. е. в десять раз.

Для удобства использования полученных в работе [55] зависимостей по развитию струи в поперечном свободном потоке, в частности для определения глубины ее проникновения в поток  $h$ , были использованы понятия относительной и абсолютной глубины проникновения струи в поток и дальности струи (рис. 4. 2).

Под относительной глубиной проникновения струи в поток будем понимать относительное расстояние по нормали от плоскости устья до оси струи, принявшей направление поперечного потока газа,  $h/d$ , где  $h$  — абсолютная глубина проникновения струи в поток в мм. Так как определить это расстояние  $h$  практически трудно из-за недостаточной точности замера скорости на оси струи при больших расстояниях от устья, поскольку струя в поперечном потоке зату-

хает значительно быстрее, чем в неподвижном пространстве, было решено ввести еще одно определение дальности струи  $D_1$ . При этом под дальностью струи  $D_1$  понимается относительное расстояние  $x/d$  по нормали от плоскости устья до места на оси струи, в котором проекция осевой скорости на ось  $x$  составляет 5% от устьевой скорости струи. Такое определение дальности условно; оно показывает, на каких расстояниях по нормали от плоскости выхода струя дольше сохраняет направление по оси  $x$  (см. рис. 4. 2). Введение его позволило сопоставить между собой все исследованные струи и получить аналитическое выражение для дальности струи, развивающейся в поперечном потоке. Здесь из-за экономии места не приводится экспериментальный материал, на основании которого были получены расчетные формулы. Эти материалы имеются в ранее опубликованной работе [59]. Ограничимся лишь рассмотрением формул, необходимых для расчета относительной глубины проникновения круглой струи в поперечный поток  $h/d$ ,  $h$  — абсолютной глубины проникновения струи в поток, скорости газа  $v_r$ , необходимой для такого проникновения и диаметра струи в устье.

Формулы для определения относительной и абсолютной глубины проникновения турбулентной струи в поперечный поток имеют вид:

$$\frac{h}{d} = k \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} = 2,2 \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}, \quad (4.3)$$

$$h = kd \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} = 2,2 d \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}, \quad (4.3a)$$

где  $h/d$  — относительная глубина проникновения струи в поток;  $h$  — абсолютная глубина проникновения струи в поток в мм;  $d$  — диаметр струи в устье в мм;  $k$  — безразмерный опытный коэффициент, зависящий от угла атаки струи и коэффициента структуры струи  $a$ ;  $Q_2/Q_1 = \gamma_2/\gamma_1$ , где  $\gamma_2$  и  $\gamma_1$  — соответственно удельный вес газа и воздуха.

Значение  $k$  для струи, вытекающей в поперечный свободный поток под углом  $\alpha = 90^\circ$ , определяется по графику рис. 4. 6. На нем нанесены опытные точки, полученные на водяной [156] и воздушной [55] установках. Пунктирная прямая рассчитана по формуле (4. 3)

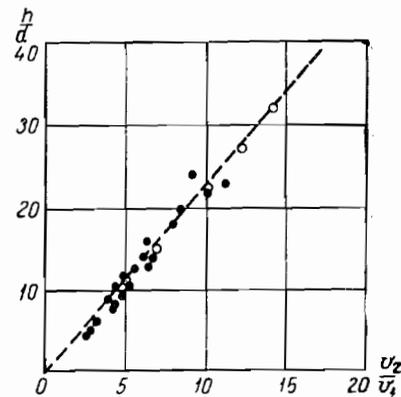


Рис. 4. 6. Сопоставление относительной глубины проникновения, определенной по экспериментальным исследованиям с расчетной формулой автора.

1 — опыты Н. И. Чернобыльского и Г. М. Щеголева; 2 — опыты автора. Глубина проникновения струи в поперечный поток, подсчитанная по формуле (4. 3), при  $k_s = 2,2$ .

и соответствует значениям глубины проникновения струи в поперечный свободный поток. На графике видно, что все опытные точки, характеризующие глубину проникновения водяной и воздушной струй, удовлетворительно укладываются на одну прямую. По этой прямой можно определить, что коэффициент пропорциональности в формуле (4.3) для подсчета глубины проникновения единичной струи в поперечный поток  $k = 2,2$ .

Глубина проникновения в поток струи круглого сечения с любым значением коэффициента структуры может быть определена по следующей формуле:

$$\frac{h}{d} = \frac{0,132 v_2}{a v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}, \quad (4.4)$$

где  $a$  — коэффициент структуры струи, для которой вычисляется относительная глубина проникновения в поток.

Выражение для дальности круглой турбулентной струи  $D_1$  при средних значениях коэффициента структуры и углах атаки  $\alpha$  от  $45^\circ$  до  $135^\circ$  может быть представлено в виде:

$$aD_1 = \frac{ax}{d} = k'_1 \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}, \quad (4.5)$$

где  $k'_1$  — безразмерный опытный коэффициент, зависящий от угла атаки  $\alpha$ . Значения  $k'_1$  для струй с углами атаки  $\alpha = 45, 60, 90, 120$  и  $135^\circ$ , полученные на основании опытных данных, оказались соответственно равными 0,1; 0,11; 0,12; 0,11 и 0,1.

По значениям  $k'_1$  можно судить, что наибольшей дальностью  $D_1$  обладают струи с углом атаки  $\alpha = 90^\circ$ . Значения дальности струй, вычисленные согласно формуле (4.5), дают удовлетворительное совпадение с опытами во всем исследованном интервале изменений определяющего гидродинамического параметра.

Отметим, что глубина проникновения в поток струи, имеющей угол атаки, например,  $120$  или  $135^\circ$ , больше глубины проникновения в поток струи с углом атаки  $\alpha = 90^\circ$ . Связано это с тем, что перемешивание струи происходит тем интенсивнее, чем больше угол атаки  $\alpha$ . Поэтому, несмотря на большую глубину проникновения струи под углом  $\alpha = 135^\circ$  по сравнению со струей, имеющей угол  $\alpha = 90^\circ$ , ее дальность  $D_1$  из-за более быстрого затухания оказывается меньше, чем при угле атаки  $\alpha = 90^\circ$ .

Не касаясь здесь детально закономерностей изменения осевых скоростей и температур струи, достаточно подробно выясненных в ходе исследований [59], отметим только некоторые результаты измерений. Опыты показали, что падения скорости и температуры по оси струи, развивающейся в поперечном потоке, так же как и в неподвижном пространстве, являются функцией диаметра ее устья.

Если относительные разности скоростей  $\Delta v_m / \Delta v_0 = v_m - v_1 / v_2 - v_1$  ( $v_m$  — текущая максимальная скорость в поперечных сечениях

изогнутой в потоке струи) вдоль оси каждой из исследованных струй построить на рис. 4.7 в виде зависимости от безразмерного расстояния  $L/d$ , то получим семейство кривых, различающихся по параметру  $v_2/v_1$ . Каждая кривая объединяет точки, полученные в опытах со струями различных диаметров. На рис. 4.7 можно видеть, что изменение скорости вдоль оси струи, развивающейся в свободном поперечном потоке, происходит тем интенсивнее, чем меньше отношение скорости в устье струи  $v_2$  к скорости потока  $v_1$ . Кривая 1 на рис. 4.7, а характеризует затухание осевой скорости свободной струи, вытекающей в неподвижное пространство. Кривые на рис. 4.7, б характеризуют затухание осевой скорости нагретых струй при  $T_2/T_1 = 2$ .

Приведенные кривые доведены до полного завершения смещения, которое фиксируется различной длиной пути струи вдоль оси или в относительных расстояниях  $L/d$ .

Выше уже отмечалось, что в горелке нежелательно иметь полное перемешивание газа. Минимально необходимое перемешивание газа к устью горелки определяется образованием горючей смеси для обеспечения зажигания факела, которое возможно при широких изменениях значений избытка воздуха от 0,62 до 1,93.

Отметим одну интересную особенность рассматриваемого явления. Оказывается, что сечение круглой струи, развивающейся в поперечном потоке от места выхода, приобретает подковообразную форму. Подробные измерения температурных полей в поперечных ее сечениях на различных расстояниях от отверстия показали, что осесимметричные изотермы под влиянием поперечного потока трансформируются в подковообразные. За струей, которая является непроницаемой для потока, образуется как за каждым препятствием циркуляционная зона. Если еще учесть, что поток деформирует струю (сплюсчивает), то в результате всех этих воздействий струя принимает форму подковы, приведенную на рис. 4.8. На нем можно видеть, что зона максимальной температуры находится не только на оси струи, а распространяется симметрично на две ее боковые области, расположенные от оси в стороны, перпендикулярные к направлению

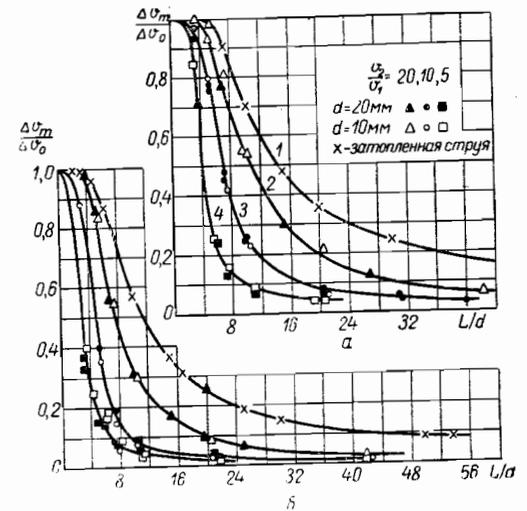


Рис. 4.7. Изменение относительной разности скоростей по оси струи в поперечном свободном потоке.

а — при  $T_2/T_1 = 1$ ; б — при  $T_2/T_1 = 2$ ;  
1 —  $v_2/v_1 = \infty$ ; 2 —  $v_2/v_1 = 20$ ; 3 —  $v_2/v_1 = 10$ ;  
4 —  $v_2/v_1 = 5$ .



основного потока. Линия  $z'$  соответствует местоположению обоих боковых максимумов температуры.

Приведенное температурное поле (подобным же будет и поле концентрации газа) поперечного сечения струи круглого сечения, обнаруженное в работе [55], хорошо подкрепляется распределением скоростей в нормальных сечениях струи, замеренных Г. С. Шандоровым. При этом можно предположить, что характер взаимодействия обтекающего потока со струей таков, что возможно возникновение дополнительного циркуляционного движения в самой струе. В связи с образованием циркуляционных зон за струей она может явиться

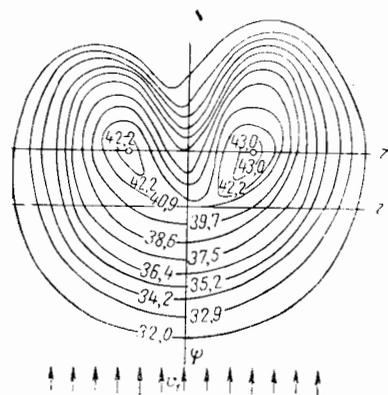


Рис. 4. 8. Температурное поле круглой струи  $d = 10$  мм в поперечном потоке на расстоянии  $L/d = 41,7$ , при  $T_2/T_1 = 2$ ,  $v_2/v_1 = 10$  и  $\alpha = 90^\circ$ .

хорошим стабилизатором воспламенения, например, в камере горения газовых турбин. При некоторых условиях (высокой температуре воздуха и наличии возвратного потока топочных газов) это, к сожалению, возможно и в газовой горелке.

Обнаруженные особенности развития струи в поперечном потоке показывают довольно сложный характер явления взаимодействия струи с потоком.

Здесь сейчас не рассматриваются условия, когда и какое перемешивание струи газа с воздухом нужно создавать в горелке. Отмечается только возможность регулирования степени смещения газа с воздухом к устью горелки — от полного перемешивания до минимально необходимого для образования горючей смеси. Подробнее к этому вопросу вернемся в главе 5 при разработке методики расчета.

**Прямоугольная струя.** В ряде конструкций газогорелочных устройств применяются струи различных начальных форм. Чаще всего применяются сопла круглой, прямоугольной и вытянутой — щелевидной — формы, например в горелках с центральной подачей газа.

Вопрос о развитии струй различной формы устья не получил еще достаточного освещения в печати. Больше того, по аэродинамике струй различной формы устья до сих пор существуют различные точки зрения. Это находит свое отражение и при практическом использовании струй. Так, одни считают, что предпочтительнее струи круглой формы устья, другие, наоборот, считают, что при одной и той же площади выходного сечения прямоугольные струи обладают большей дальностью, но меньшей эжекционной способностью, чем круглые, и т. п.

Все эти предположения не подкреплены экспериментальными данными, поэтому представляло определенный практический интерес

установить закономерности перемешивания струи различной формы устья, развивающейся в поперечном потоке.

Опыты проводились со струями прямоугольной формы устья, равными по площадям круглым соплам. Эквивалентный диаметр струй ( $d_3 = \sqrt{\frac{f_c}{\pi}}$ , где  $f_c$  — площадь струи в устье)  $d_3 = 10$  и  $20$  мм при отношении сторон в устье  $H/b = 5$ . Прямоугольные сопла ориентировались большей стороной устья то вдоль основного потока воздуха, то поперек (соответственно будем именовать их прямоугольными продольными и прямоугольными поперечными соплами).

Опыты показали возможность обобщения осей струй, выходящих из прямоугольных продольных сопел, по эквивалентному диаметру со струями круглого сечения, имеющими прежнее значение коэффициента структуры  $a = 0,06$ . Рекомендую для практического использования расчетное уравнение оси прямоугольной струи по аналогии с уравнением оси круглой струи, в последнем принимаем коэффициент  $a = 0,07$ , т. е. средний для исследованных струй.

Тогда, подставляя в уравнение (4. 2) значение  $a = 0,07$  и заменяя  $d$  на  $d_3$ , получим для практических расчетов уравнение оси прямоугольной продольной струи в виде:

$$\frac{y}{d_3} = \left( \frac{q_1 v_1^2}{q_2 v_2^2} \right)^{1,3} \left( \frac{x}{d_3} \right)^3 + \frac{x}{d_3} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (4. 6)$$

Уравнение (4. 6) справедливо в области  $45^\circ \leq \alpha \leq 135^\circ$ ,  $0 \leq \frac{x}{d_3} \leq D$ . Относительная глубина проникновения прямоугольной струи в поперечный поток аналогично круглой струе определяется формулой (4. 3):

$$\frac{h}{d_3} = k \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{q_2}{q_1}} = 2,2 \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}},$$

где  $k$  — безразмерный опытный коэффициент, для единичной струи равный 2,2, т. е. такой же, как и для круглой струи.

Глубина проникновения прямоугольной поперечной струи (прямоугольной поперечной струей называется струя, к широкой стороне которой перпендикулярен поток воздуха) в поток, как показали наши опыты, должна приниматься на  $\sim 20\%$  меньше, чем для прямоугольной продольной или круглой струи.

Уравнением (4. 6) можно воспользоваться также для практических расчетов оси круглой струи, если заранее неизвестен ее коэффициент структуры, так как формула справедлива для среднего значения  $a = 0,07$ .

Здесь не рассматриваются изменения скоростей и температур вдоль осей прямоугольных продольных струй, однако необходимо подчеркнуть, что равенство дальности струй  $D_1$  еще не означает точного равенства кривых затухания осевой скорости прямоугольной продольной и круглой струй. В этом можно легко убе-

даться, обратив внимание на график рис. 4. 9. На нем в координатах  $\Delta v_m / \Delta v_0$ ,  $L/d_0$  приведены опытные данные затухания осевых скоростей струй круглой и прямоугольной форм устья, развивающихся в свободном поперечном потоке при отношении скоростей  $v_2/v_1 = 20$  и угле атаки  $\alpha = 90^\circ$ .

Если сравнивать между собой струи различных форм устья по эквивалентному диаметру, начиная с расстояния более 10 калибров от места истечения, что практически и представляет интерес, то почти не будет никакой разницы ни в затухании осевой скорости,

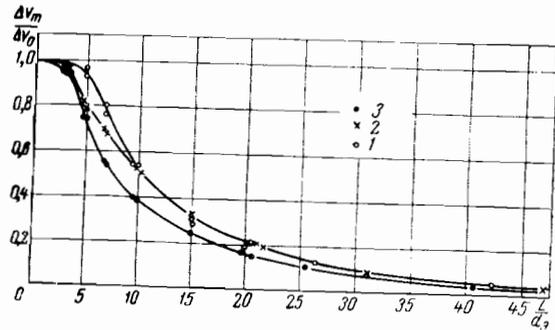


Рис. 4. 9. Изменение относительной разности скоростей по оси струй различной формы; развивающихся в поперечном свободном потоке при  $v_2/v_1 = 20$  и  $\alpha = 90^\circ$ .

1 — круглая струя; 2 — прямоугольная продольная струя; 3 — прямоугольная поперечная струя.

ни в глубине проникновения в поток прямоугольной продольной и круглой струй. Прямоугольная поперечная струя затухает несколько быстрее, а глубина проникновения ее в поток, как уже отмечалось, примерно на 20% меньше, чем глубина проникновения круглой и продольной струй.

Эти исследования достаточно наглядно показывают, что форма струй в устье не имеет существенного значения и в каждом конкретном случае может выбираться любой, какая удобнее по условиям изготовления или размещения отверстий в газовых камерах горелки. Значение имеет эквивалентный диаметр отверстия выбранной формы.

#### СТРУИ РАЗЛИЧНЫХ ПРАВИЛЬНЫХ ФОРМ УСТЬЯ В ПОПЕРЕЧНОМ СВОБОДНОМ ПОТОКЕ

Используя приведенные опытные данные по круглым и прямоугольным струям в поперечном потоке и привлекая другие опытные материалы по исследованию струй различных начальных форм (квадрат, эллипс, кольцевое сечение, треугольник и т. п.), можно сделать обобщение и решить задачу о развитии этих струй уже в поперечном потоке.

Обобщением опытных данных по затуханию осевых скоростей свободных затопленных струй, вытекающих из отверстий правильной формы, занимался С. Б. Старк [138]. В этой работе дан график, приведенный здесь на рис. 4. 10. В относительных координатах  $v_m/v_0$ ,  $x/d_0$  приводится универсальная кривая затухания осевой скорости струй, вытекающих из отверстий правильной формы: круглой, квадратной и треугольной. Эквивалентный диаметр С. Б. Старк рассчитывал по формуле

$$d_0 = \frac{1}{k_v} \sqrt{\frac{4f_c}{\pi}} \quad \text{или} \quad d_0 = \sqrt{\frac{4f_c}{\pi}}, \quad (4.7)$$

где  $k_v$  — коэффициент скоростного поля струи в устье, равный отношению максимальной скорости струи к средней  $k_v = \frac{v_{\max}}{v_{\text{сред}}}$ ;  $f_c$  — площадь отверстия для струй в м.м.². Попутно отметим, что в наших опытах коэффициент  $k_v = 1$ .

Обобщением закономерностей струй, выходящей из кольцевого сечения, занимался И. О. Замазний [51]. Экспериментальные данные по затуханию осевой скорости струй во всем исследованном интервале изменения параметра  $d_0/d$  распределились на одну универсальную кривую, построенную в координатах  $v_m/v_0$ ,  $x/d$ . Вся суть этой обработки заключается в замене кольцевой струи эквивалентной круглой струей, т. е. струей, имеющей в устье эквивалентную скорость  $v_0$ , которую предлагается рассчитывать по формуле

$$v_0 = v_y \sqrt{1 - (d_0/a)^2}. \quad (4.8)$$

В частном случае, не для кольцевой, а круглой струи ( $d_0/d = 0$ ), за  $v_y$  принимается скорость на оси струй в устье.

В работе [138] было подтверждено предложение И. О. Замазний по обобщению кольцевых струй и изучено дальнейшее развитие струй, выходящей из кольцевого сечения, когда помимо потока во внешнему кольцу, имеется и центральный поток с отношением скоростей  $v_2/v_1 = 1$ ; 2; 3. Введение понятия эквивалентной струи позволяет и в этом случае обобщить опытные данные и заменить все разнообразные кривые затухания осевой скорости струй при различных условиях истечения одной кривой затухания осевой скорости свободной осесимметричной струи.

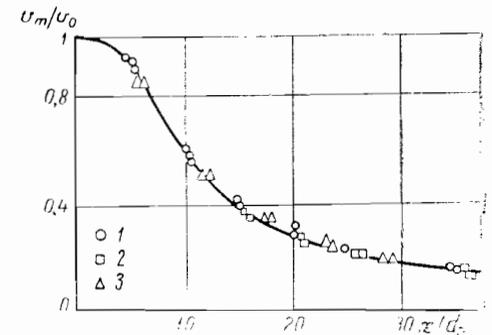


Рис. 4. 10. Универсальная кривая затухания осевой скорости струй, вытекающей из отверстий правильной формы.

1 — круглое отверстие  $d = 41,5$  мм; 2 — квадратное отверстие  $35 \times 35$  мм; 3 — треугольное отверстие  $a' = 54$  мм.

Закономерности струи эллипсоидальной формы устья рассмотрены в работе В. И. Миткалинского [98], исследовавшего взаимодействие соизмеримых струй. Изучая движение двух параллельных струй, разнесенных между собой на некотором расстоянии в устье, В. И. Миткалинский обнаружил, что, начиная с некоторого сечения, обе струи сливаются в одну струю эллипсоидальной формы. Введя понятие об эквивалентном диаметре или о эквивалентной струе, можно струю эллипсоидальной формы также рассчитать по известным закономерностям свободной круглой струи.

Таким образом, все вопросы, связанные с аэродинамикой струй различной формы устья (круглой, квадратной, прямоугольной, треугольной, кольцевой и эллипсоидальной и др.), развивающейся в поперечном потоке, сводятся к закономерностям развития эквивалентной свободной круглой струи в поперечном потоке [59].

### ПЛОСКАЯ СТРУЯ В ПОПЕРЕЧНОМ СВОБОДНОМ ПОТОКЕ

Плоская струя отличается от прямоугольной поперечной струи большим в несколько раз отношением сторон в устье  $H/b_0$ . В качестве характерного линейного размера плоских струй следует принять ширину  $2b_0$  или полуширину сопла в устье  $b_0$ .

Опыты проводились с тремя соплами при  $H/b_0 = 10; 33$  и  $44,5$ , где  $H$  — большая сторона сопла в устье. Абсолютные размеры исследуемых сопел  $b_0$  составляли 0,9; 2,7 и 4 мм. Изменение ширины сопел более чем в 4 раза являлось достаточным, чтобы подтвердить или опровергнуть возможность обобщения плоских струй в потоке при отнесении всех линейных размеров к полуширине сопла в устье. Ширина основного потока в несколько раз превышала размер  $H$  наибольшего сопла.

С плоскими струями в поперечном свободном потоке проводились опыты при четырех значениях отношения скоростей струи и потока  $v_2/v_1$  (5; 7,1; 10; 20) и при двух значениях отношения температур  $T_2/T_1$  (1 и 2). При этом параметр  $q$  изменялся в широких пределах от 400 до 12,5, т. е. более чем в 30 раз.

По скоростным и температурным замерам определялись форма скоростной оси струи, ее глубина проникновения в поперечный поток, дальность ося и изменение скорости и температуры вдоль оси струи. Оси струй, определенные по замерам, сравнивались с осями, вычисленными из обработок фотографий, окрашенных дымом струй.

Опыты производились с соплами, ориентированными под углами к горизонту  $\alpha = 90$  и  $120^\circ$ , с коэффициентами структуры  $a$ , равными 0,08 и 0,12. Значения скоростей в опытах изменялись от 80 м/сек в устье до 4,0 м/сек в конечных ее сечениях.

Здесь коснемся также кратко только основных результатов опытов, необходимых для практических расчетов. На рис. 4. 11 в логарифмической сетке приведены экспериментальные данные по дальности-

ностям плоских струй с углом атаки  $\alpha = 90^\circ$ , соответствующие формуле (4. 9), имеющей вид:

$$aD_1 = \frac{ax}{b_0} = k_2 \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} = 1,2 \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{Y_2}{Y_1}}, \quad (4. 9)$$

где коэффициент пропорциональности  $k_2 = 1,2$  при угле  $\alpha = 90^\circ$ , а при углах  $\alpha = 60$  и  $120^\circ$   $k_2 = 1,1$ .

Дальности струй, выходящих из сопел с  $H/b_0 = 10$  (прямоугольные поперечные струи), получились меньше на  $\sim 20\%$ . Это расхождение вполне закономерно и объясняется тем, что струи с отношением  $H/b_0 = 10$ , строго говоря, не являются плоскими вытянутыми струями.

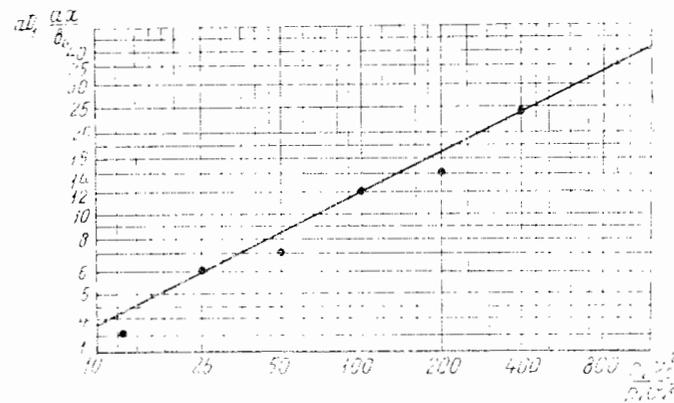


Рис. 4. 11. Дальность плоской струи при  $\alpha = 90^\circ$  в зависимости от определяющего гидродинамического параметра.

Исходя из того, что струи при  $H/b_0 = 10$  затухают быстрее вытянутых плоских струй, уравнение осей струй определялось из опытов с соплами  $H/b_0 = 33$  и  $44,5$ , которые являются характерными представителями плоских сопел.

Приведенные на рис. 4. 12 кривые показывают, что оси струй, имеющих различную начальную турбулентность, введенным коэффициентом структуры  $a$  объединяются в единую кривую. Так, например, кривая 3 на рис. 4. 12 образована точками, полученными из опытов со струями для  $a = 0,08$  и  $0,12$  при  $H/b_0 = 33$  и  $44,5$ .

Дальнейшей обработкой опытных данных было получено уравнение оси плоской струи, развивающейся в свободном поперечном потоке при угле атаки  $\alpha = 90^\circ$ , в виде:

$$\frac{ax}{b_0} = 1,9 \frac{Q_1 v_1^2}{Q_2 v_2^2} \left( \frac{ax}{b_0} \right)^{2,5}. \quad (4. 10)$$

Опытные данные всех плоских струй представлены в обобщенных координатах на рис. 4.13. На нем видно, что все опытные точки удовлетворительно легли на одну кривую. Это показывает соответствие расчетного уравнения (4.10) оси плоской струи, развивающейся в поперечном потоке, всем полученным экспериментальным данным и что предложенный гидродинамический параметр действительно является определяющим для процесса взаимодействия струи с потоком.

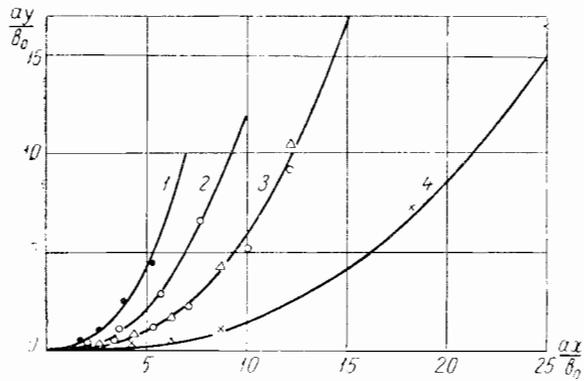


Рис. 4.12. Оси плоской струи, развивающейся в свободном потоке при различных значениях определяющего гидродинамического параметра.

Рис. 4.13. Обобщенный график осей плоской струи различных удельных весов, развивающейся в поперечном свободном потоке.

Для плоской струи с углами атаки, отличающимися от  $90^\circ$  не более чем на  $45^\circ$  в ту или другую сторону, по аналогии с выражением (4.2) можно рекомендовать уравнение оси струи в виде:

$$\frac{ay}{b_0} = 1,9 \frac{q_1 v_1^2}{q_2 v_2^2} \left( \frac{ax}{b_0} \right)^{2,5} + \frac{ax}{b_0} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (4.11)$$

Уравнение (4.11) проверено в интервале изменения значений  $45^\circ \leq \alpha \leq 135^\circ$ ;  $0 \leq ax/b_0 \leq aD_1$  и  $2,5 \cdot 10^{-3} \leq q_1 v_1^2 / q_2 v_2^2 \leq 8 \cdot 10^{-2}$ , оно может применяться в еще более широких пределах изменения угла  $\alpha$  и увеличения гидродинамического параметра.

#### СТРУИ В ПОПЕРЕЧНОМ ОГРАНИЧЕННОМ ПОТОКЕ

Из рассмотрения условий развития ряда струй в поперечном потоке, ограниченном твердыми стенками канала (в поперечном ограниченном потоке), с точки зрения теории подобия следует, что

относительный шаг между струями входит в условия однозначности и может в некоторых пределах своего изменения стать определяющим конструктивным параметром.

Поэтому при исследовании взаимодействия ряда струй с поперечным ограниченным потоком представляло интерес проверить:

1) возможность распространения полученных ранее зависимостей для единичной струи в поперечном свободном потоке на условия развития в канале;

2) определить влияние относительного шага между отверстиями для выхода струй  $s/d$  (где  $s$  — расстояние в мм между центрами отверстий для соседних струй в ряду) на глубину проникновения ряда струй в поток.

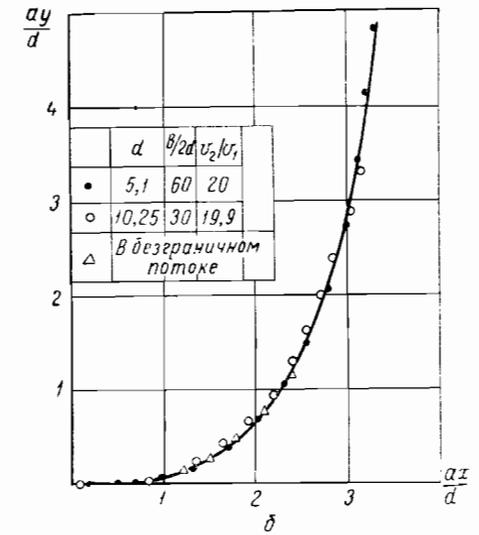
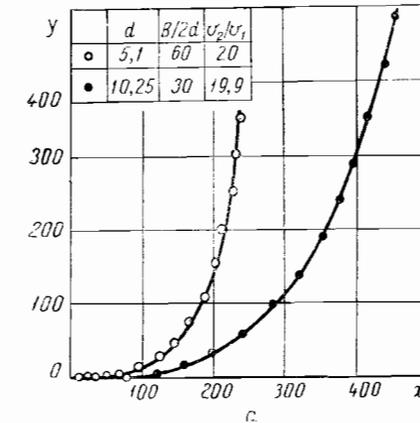
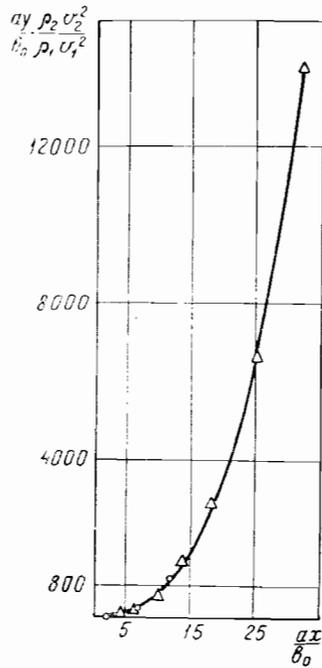


Рис. 4.14. Оси круглой струи разных диаметров, развивающейся в поперечном ограниченном потоке при  $v_2/v_1 = 20$  и  $\alpha = 90^\circ$ .

$a$  — в координатах  $x, y$ ;  $b$  — в обобщенных координатах  $ax/d, ay/d$ .

Опыты проводились с соплами  $d = 5,1; 10,25$  и  $20$  мм. Максимальное число сопел в ряду было 13. Установка позволяла выключать из работы любые сопла и работать с заданным числом сопел от 1 до 13 при изменении абсолютного и относительного шага между струями.

Форма оси единичной струи. После того как опытами было подтверждено, что все струи в ряду имеют одинаковую форму осей, в дальнейшем при всех работающих струях исследовалась только одна центральная струя. В отличие от исследований в свободном потоке для единичной струи, развивающейся в поперечном ограниченном потоке, относительный шаг должен быть заменен отношением полуширины канала  $B/2$  к диаметру струи в устье  $d$ , т. е.  $(B/2d)$ . На рис. 4.14 приведены траектории струй  $d = 5,1$  и  $10,25$  мм при номинальном отношении скоростей  $v_2/v_1 = 20$ . Расхождение между осями определяется различием диаметров струй

в устье, так как коэффициент структуры струй  $a$  оказался одинаковым и равным 0,07. Обработка опытных данных представлена в обобщенных координатах на рис. 4. 14, б. Оси струй в этих координатах удовлетворительно укладываются на одну кривую. Для сравнения опытных данных с прежними, полученными при исследовании струй в поперечном свободном потоке, на этот же график нанесены экспериментальные точки опыта со струей  $d = 20$  мм,  $a = 0,06$ , проведенного при отношении скоростей  $v_2/v_1 = 20$ . На этом рисунке можно видеть, что оси струй, развивающихся в свободном поперечном потоке и в поперечном потоке, ограниченном каналом, при отношении  $B/2d = 60$  и 30 между собой совпадают. Такие же сравнения осей струй, выполненные для опытов с другими отношениями скоростей, также показали совпадение.

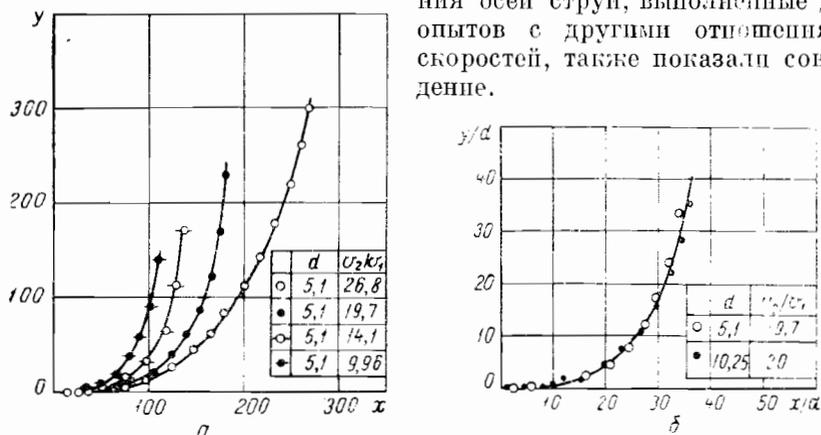


Рис. 4. 15. Форма оси круглой струи, развивающейся в поперечном ограниченном потоке с относительным шагом  $s/d = 16$ .

$a$  — в координатах  $x, y$ ;  $b$  — в относительных координатах  $x/d, y/d$ .

На основании более подробных опытов было установлено, что уравнения оси струи, развивающейся в поперечном свободном потоке, можно распространить на струю, развивающуюся в поперечном ограниченном потоке, когда соблюдается условие, что отношение полуширины канала к диаметру струи в устье  $B/2d \geq 22$ .

Совпадение траекторий струй, определенных на различных экспериментальных установках в работах [59, 156, 157], показывает, что принятая методика исследования является вполне приемлемой и что обычно имеющие при этом место некоторые различия в турбулентности и скоростных полях основных потоков не оказывают существенного влияния на результаты опытов.

Форма осей струй, размещенных в ряд с относительным шагом  $s/d = 16$ . На рис. 4. 15 построены оси струй  $d = 5,1$  и  $10,25$  мм с данным относительным шагом. На рис. 4. 15,  $a$  отложены оси струй  $d = 5,1$  мм при четырех отношениях скоростей. На графике можно видеть, что для струй, размещенных в ряд, сохраняется вид зависимости глубины проникновения

единичной струи в поток от отношения скоростей: она тем больше, чем больше отношение скоростей. Характерным является также то обстоятельство, что оси ряда струй разных диаметров с шагом  $s/d = 16$ , построенные при одинаковых отношениях скоростей в относительных координатах на рис. 4. 15, б, образуют единую кривую. Это показывает, что оси струй, размещенных в ряд с относительным шагом 16, развивающихся в поперечном ограниченном потоке, одинаковы для струй любых диаметров, построенных в тех же относительных координатах.

На рис. 4. 16 в логарифмическом масштабе в координатах  $x/d, y/d$  отложены опытные точки, соответствующие осям всех исследованных струй, размещенных с относительным шагом  $s/d = 16$ , при различных отношениях скоростей, полученные в опытах со струями разных диаметров.

На графике можно видеть четыре группы точек, различающихся между собой значением отношений скоростей; по ним можно провести четыре наклонные и параллельные между собой прямые линии. Точки, полученные в опытах со струями разных диаметров, но при одинаковом значении  $v_2/v_1$ , находятся на одной прямой. В результате обработки опытных данных было получено уравнение (4. 12) оси ряда струй, размещенных с относительным шагом  $s/d = 16$ , в виде:

$$\frac{y}{d} = 0,104 \left( \frac{q_1 v_1^2}{q_2 v_2^2} \right) \left( \frac{x}{d} \right)^{3,25} \quad (4. 12)$$

Уравнение (4. 12) проверено в интервале изменения гидродинамического параметра  $q_1 v_1^2 / q_2 v_2^2$  от  $1 \cdot 10^{-2}$  до  $1 \cdot 10^{-3}$ .

Поскольку опыты проводились со струями, имеющими коэффициент структуры  $a = 0,07$ , являющийся практически средним значением для всех круглых турбулентных струй, то с известным приближением уравнение (4. 12) можно использовать для определения осей любых круглых турбулентных струй, развивающихся в поперечном потоке при  $s/d = 16$ .

Форма осей струй, размещенных в ряд с относительным шагом  $s/d = 8$ . На рис. 4. 17 приведены результаты опытов по определению формы осей струй диаметром 5,1 и 10,25 мм, с относительным шагом между струями  $s/d = 8$ . На рис. 4. 17,  $a$  в координатах  $x, y$  нанесены оси струй диаметром

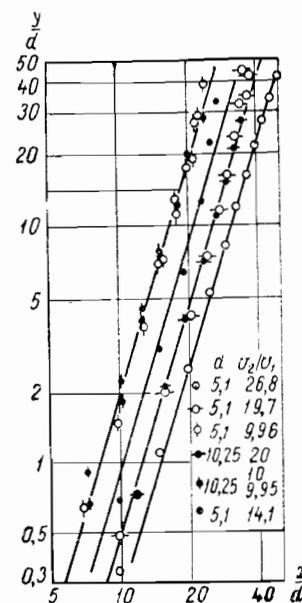
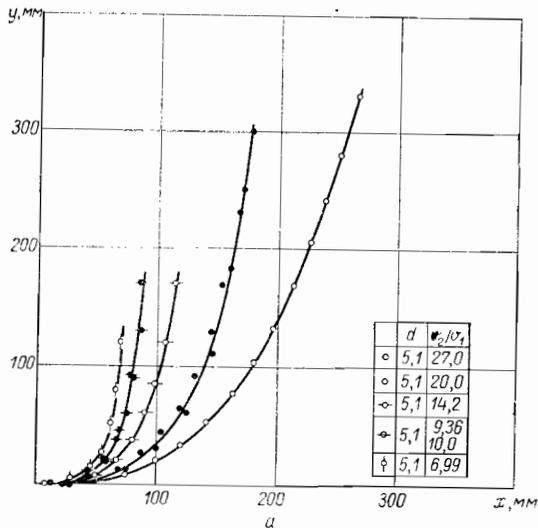


Рис. 4. 16. Оси круглой струи (разных диаметров), развивающейся в поперечном ограниченном потоке с относительным шагом  $s/d = 16$ , построенные в логарифмическом масштабе.

5,1 мм при отношениях скоростей от 7 до 27. То же для струй диаметром 10,25 мм при отношениях скоростей  $v_2/v_1 = 20$  и 10 построено на рис. 4. 17, б. На рис. 4. 17, в можно видеть, что в относительных координатах  $x/d, y/d$  струи разных диаметров при одном отношении скоростей 20 и относительном шаге 8 не образуют единой кривой, как это было для струй, размещенных в ряд с относительным шагом 16 (см. рис. 4. 15, б).



В этом заключается уже принципиальное различие в развитии струй с меньшим относительным шагом в поперечном ограниченном потоке. Опытные точки со струей боль-

шего диаметра ( $d = 10,25$  мм), построенные в относительных координатах на рис. 4. 17, в, располагаются ближе к оси ординат, чем точки, соответствующие оси струи меньшего диаметра ( $d = 5,1$  мм).

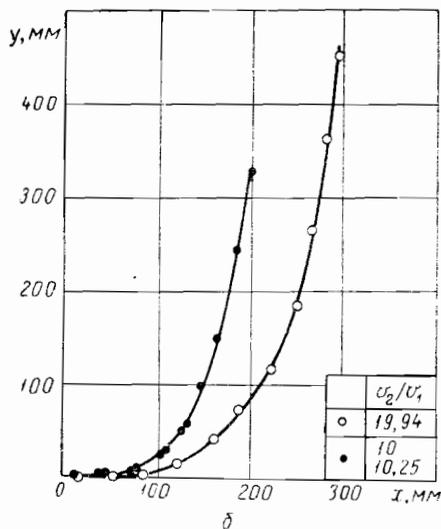
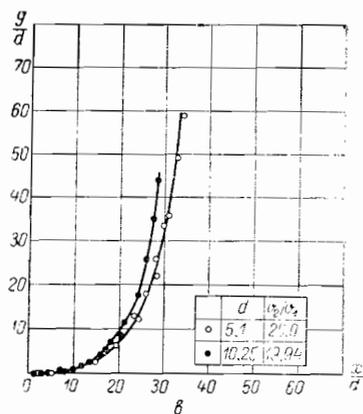


Рис. 4. 17. Форма оси круглых струй, развивающихся в поперечном ограниченном потоке с относительным шагом  $s/d = 8$ .

а —  $d = 5,1$  мм;  $v_2/v_1 = 7; 14; 10; 20$  и  $27$ ; б —  $d = 10,2$  мм,  $v_2/v_1 = 10$  и  $20$ ; в —  $d = 5,1$  и  $10,25$  мм,  $v_2/v_1 = 20$ .

шего диаметра ( $d = 10,25$  мм), построенные в относительных координатах на рис. 4. 17, в, располагаются ближе к оси ординат, чем точки, соответствующие оси струи меньшего диаметра ( $d = 5,1$  мм).



Учитывая, что точность эксперимента во всех опытах вполне удовлетворительная и не вызвала до сих пор заметного разброса опытных точек, можно утверждать, что отмеченное расхождение осей струй разных диаметров указывает на обнаруженную закономерность, характерную для исследуемого явления. Это подтверждается еще и тем, что вблизи устья оси струй между собой хорошо совпадают, а по мере удаления от него начинают постепенно все больше расходиться. Расхождение осей струй различных диаметров в координатах  $x/d, y/d$  указывает на невозможность рекомендовать общее уравнение в простом виде для траекторий струй любого диаметра с относительным шагом  $s/d = 8$ . Можно предположить, что это расхождение, по видимому, вызвано обратным влиянием скоростного поля основного потока газа, неодинаково измененного сливающимися струями различных диаметров. Чем больше диаметр струй, тем больше их глубина проникновения в поток постоянного сечения и тем, следовательно, меньше остается свободной площади для прохода основного потока позади сливающихся струй.

Для того чтобы наглядно видеть влияние относительных шагов между струями, на рис. 4. 18 сделано сопоставление осей струй разных диаметров при различных значениях относительного шага.

На рис. 4. 18, а построены оси струй  $d = 5,1$  мм при  $v_2/v_1 = 20$ , а на рис. 4. 18, б  $d = 10,25$  мм при  $v_2/v_1 = 10$ . Из графиков можно видеть, что уменьшение относительного шага  $s/d$  от  $\infty$  (условно рассматриваем единичную струю в поперечном свободном потоке в виде ряда струй, развивающихся в поперечном ограниченном потоке с относительным шагом, равным бесконечности) до 4 приводит к уменьшению глубины проникновения струй в поток. Следовательно, чем меньше относительный шаг, тем меньше глубина проникновения струй в поток.

Это очень важный вывод. Он имеет большое практическое значение для распределения отверстий в газовой камере горелочного устройства.

Представляло интерес установить, как развивается в ограниченном потоке ряд неизолированных струй. В первую очередь интерес к этому вызван практикой, так как в горелках воздушный поток

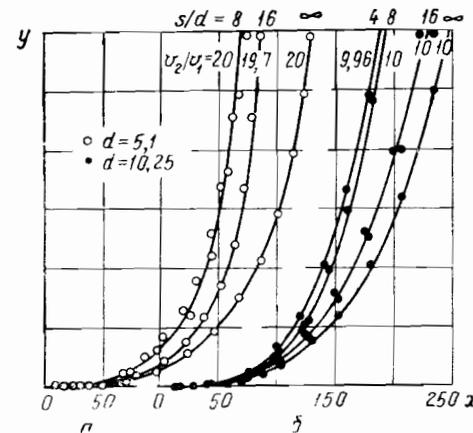


Рис. 4. 18. Форма оси круглых струй при различных значениях относительных шагов между струями.

а —  $d = 5,1$  мм,  $v_2/v_1 = 20$ ,  $s/d = 8, 16$  и  $\infty$ ;  
б —  $d = 10,25$  мм,  $v_2/v_1 = 10$ ,  $s/d = 4, 8, 16$  и  $\infty$ .

часто подогрет. В работах [55 и 59] для развития изотермических и неизотермических струй различных диаметров в безразмерных координатах  $x/d$ ,  $y/d$  был предложен безразмерный определяющий параметр  $q$ , являющийся отношением скоростных напоров струи в устье и поперечного потока. При развитии уже не единичной струи, а ряда струй, размещенных с различными относительными шагами в поперечном ограниченном потоке, необходимо было проверить, является ли в этих условиях данный параметр также определяющим.

Такие опыты были проведены со струями, размещенными с относительными шагами  $s/d = 8$  и  $16$  при значениях определяющего параметра  $q = 50$  и  $200$ . Во всех опытах были произведены сравнения осей изотермических струй с неизотермическими, которые показали их совпадение, если численные значения определяющего гидродинамического параметра выдерживались в опытах одинаковыми.

Эти исследования позволили предложить формулу (4.13) для расчета относительной глубины проникновения ряда струй в поперечный поток при угле атаки  $90^\circ$ . Она отличается от формулы (4.3), пригодной для единичной круглой струи, тем, что коэффициент пропорциональности  $k$  заменен на  $k_s$ , зависящий от значений относительного шага между струями:

$$\frac{h}{d} = k_s \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}. \quad (4.13)$$

Абсолютная глубина проникновения ряда струй в поперечный поток воздуха может быть определена по формуле

$$h = k_s d \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}. \quad (4.14)$$

Для каждого ряда струй со своим значением относительного шага  $s/d$  будет свое значение  $k_s$ . Так, для струй  $s/d = \infty$   $k_s = k = 2,2$ , для шага  $s/d = 16$   $k_s = 1,9$ , для шага  $s/d = 8$   $k_s = 1,7$  и для шага  $s/d = 4$   $k_s = 1,6$ . Зависимость коэффициента  $k_s$  от величины  $s/d$  приведена графически на рис. 4.19, а.

Глубина проникновения ряда струй в поперечный поток при любом угле атаки  $\alpha$ . Так как ось струй, а следовательно, глубина проникновения единичной струи и ряда струй зависят от угла атаки  $\alpha$ , то в формулы (4.13) и (4.14) необходимо ввести еще один коэффициент  $k_\alpha$ , зависящий от угла атаки  $\alpha$ , и они примут вид:

$$\frac{h}{d} = k_s k_\alpha \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}, \quad (4.14a)$$

$$h = k_s k_\alpha d \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}. \quad (4.14b)$$

По формулам (4.14a) и (4.14b) можно определять относительную и абсолютную глубину проникновения в поток ряда струй уже при

любых углах атаки  $\alpha$ . Значения коэффициента  $k_\alpha$ , определенного экспериментально в зависимости от угла атаки, приведены в виде кривой на графике рис. 4.19, б. На нем видно, что при  $\alpha = 90^\circ$   $k_\alpha = 1$ . При углах атаки  $\alpha = 30, 45$  и  $60^\circ$   $k_\alpha$  соответственно равен  $0,47; 0,77$  и  $0,92$ .

На этом же графике приведена пунктирная кривая, удовлетворяющая равенству  $k_\alpha = \sin \alpha$ . Максимальное расхождение в значениях  $k_\alpha$ , определенных по этим кривым, составляет не более 10%. Поэтому, выполняя приближенные расчеты глубины проникновения в поток ряда струй при любом угле атаки  $\alpha$ , можно пользоваться формулой

$$h = k_s \sin \alpha d \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}. \quad (4.15)$$

Развитие струй в потоке определялось в условиях истечения струй

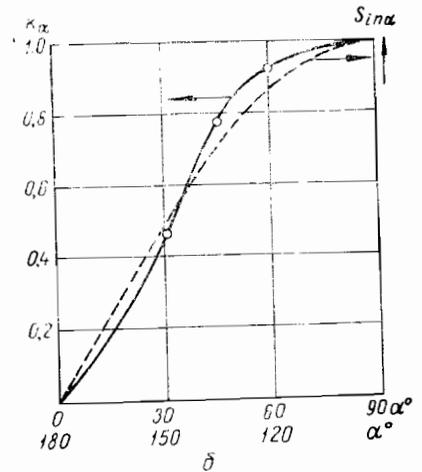
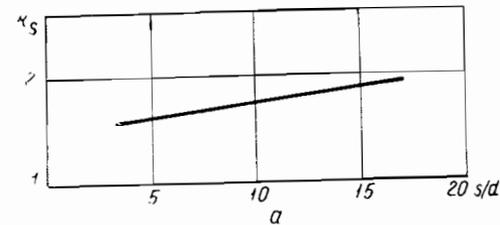


Рис. 4.19. Зависимость коэффициентов пропорциональности от определяющих параметров.

$$a - k_s = f(s/d); \quad б - k_\alpha = f(\alpha).$$

из большого объема, в котором скорость мала ( $\sim 0,1$  от выходной скорости струй) или ее направление совпадает с направлением истечения струи. В газовых же горелках чаще могут встречаться случаи истечения струй из отверстий газовых камер (коллекторов), в которых поток имеет направление, параллельное оси горелки, со скоростью, соизмеримой со скоростью истечения струи. Представляет интерес рассмотреть, может ли это отразиться на глубине проникновения струй.

В работе Г. С. Шандорова [157] показано, что направление вытекающей струи изменяется от направления и величины скорости потока в камере, из которой происходит истечение. В работе [157] было установлено, что при истечении в неподвижную среду той же плотности направление и величину скорости в струе на некотором удалении от устья можно приблизительно получить геометрическим сложением скорости в канале и нормальной к плоскости отверстия составляющей скорости истечения  $v_2$ . На рис. 4.20 приведена схема графического определения угла атаки струи, вытекающей из канала,

в котором поток имеет бóльшую скорость вдоль оси канала. На нем видно, что угол  $\alpha$  зависит от отношения скорости  $v_2$  к скорости в канале  $v_k$ .

Глубина проникновения струй в поток, как было показано выше, примерно пропорциональна  $\sin \alpha$ . Однако в данном случае фактическая скорость истечения  $v_2 \approx v_2 / \sin \alpha$ . Подставляя эти выражения в формулу (4.15), получим

$$h = k_s \sin \alpha d \frac{1}{\sin \alpha} \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}} = k_s d \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}.$$

Полученное выражение показывает, что возможное изменение угла атаки струй из-за наличия в газовой камере скорости  $v_k$  не оказывает заметного влияния на глубину проникновения струи в поток и может в расчет не приниматься.

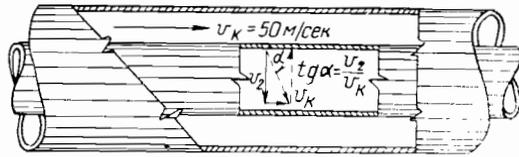


Рис. 4.20. Графическое определение угла атаки струи в зависимости от вектора скорости в газовой камере.

Скорость газа  $v_2$ , необходимая для проникновения струи, имеющей диаметр в устье  $d$ , на глубину  $h$  в поток при удельных весах струи  $\gamma_2$  и потока воздуха  $\gamma_1$  может определяться по формуле

$$v_2 = \frac{h v_1}{d k_s} \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma_2}}. \quad (4.16)$$

Диаметр струи при этих же условиях может определяться по формуле

$$d = \frac{h v_1}{k_s v_2} \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma_2}}. \quad (4.17)$$

Можно написать

$$d = \frac{h v_B}{k_s k_a v_r} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_r}}, \quad (4.17a)$$

$$d = \frac{h v_B}{k_s \sin \alpha v_r} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_r}}. \quad (4.17b)$$

До сих пор говорилось о глубине проникновения струй в поток, о перемешивании вдоль их осей и о форме осей струй, развивающихся в поперечном потоке. Определение диаметров этих струй в потоке описано в работе [156].

При исследовании струй, вытекающей в поперечный поток, И. И. Чернобыльский и Г. М. Щеголев [156] по конфигурациям

струй в двух проекциях сделали интересное наблюдение, имеющее практическое значение. Они установили, что отношение диаметра струи в потоке  $D_c$ , измеренного на расстоянии  $h$  от устья струи, к этому расстоянию оказалось постоянной величиной:

$$\frac{D_c}{h} = 0,75, \quad D_c = 0,75 h. \quad (4.18)$$

Попутно отметим, что, проверив эту рекомендацию по фотографиям струй, сделанных в наших исследованиях [59], получим примерно ту же формулу (4.18). Отметим, что одновременное совпадение экспериментальных данных и по глубине проникновения воздушных и водяных струй, приведенное в нашей обработке (см. рис. 4.6), указывает на вполне удовлетворительно установленные закономерности развития струй в поперечном потоке.

По формуле (4.18) струя рассматривается в потоке как круглая; выше было показано [55, 59], что сечение струи имеет форму подковы. Однако для расчетов равномерного распределения струй в потоке это обстоятельство не имеет существенного значения, так как одна струя от другой размещается обычно с достаточным зазором.

Определим выражение, связывающее глубины проникновения двух струй разных диаметров (максимального и минимального) при прочих равных условиях. Для этого возьмем формулу (4.13) для струй разных диаметров  $d_{\max}$  и  $d_{\min}$  в виде:

$$\frac{h_{\max}}{d_{\max}} = k_s \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}} \quad \text{и} \quad \frac{h_{\min}}{d_{\min}} = k_s \frac{v_2}{v_1} \sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_1}}.$$

Разделив одно выражение на другое, получим после несложных преобразований

$$\frac{d_{\max}}{d_{\min}} = \frac{h_{\max}}{h_{\min}}, \quad d_{\max} = d_{\min} \frac{h_{\max}}{h_{\min}}, \quad d_{\min} = d_{\max} \frac{h_{\min}}{h_{\max}}. \quad (4.19)$$

Формула (4.19) показывает, что отношение диаметров струй в устье прямо пропорционально отношению глубин проникновения этих струй в поперечный поток, если струи развиваются при прочих равных условиях.

Формула для определения абсолютного шага  $s$  между центрами отверстий для выхода газа диаметром  $d$ , расположенных по окружности круглой газовой камеры диаметром  $D$ , имеет вид:

$$s = \frac{\pi D}{n}, \quad (4.20)$$

где  $n$  — число отверстий в ряду по окружности газовой камеры.

Отсюда для относительного шага имеем

$$s/d = \frac{\pi D}{nd}. \quad (4.21)$$



Абсолютный шаг между отверстиями на прямоугольной газовой камере или на стояке высотой  $H$  определяется по формуле

$$s = \frac{H}{n+1}, \quad (4.22)$$

где  $n$  — число отверстий в ряду по высоте стояка  $H$ .

Относительный шаг между отверстиями на прямоугольной газовой камере или в ряду на стояке определится по формуле

$$s/d = \frac{H}{(n+1)d}. \quad (4.23)$$

Абсолютный шаг  $t$  в потоке между струями диаметром  $D_c$ , развивающимися в кольцевом сечении горелки по окружности (на которой распределяются центры струй) диаметром  $D_1$ , определится по формуле

$$t = \frac{\pi D_1}{n}, \quad (4.24)$$

где  $n$  — число струй по окружности  $D_1$ .

То же, но для относительного шага между струями в потоке

$$\frac{t}{D_c} = \frac{\pi D_1}{n D_c}. \quad (4.25)$$

Абсолютный шаг  $t$  между струями диаметром  $D_c$ , развивающимися в потоке прямоугольного сечения вдоль стороны длиной  $H$ :

$$t = s = \frac{H}{n+1}. \quad (4.26)$$

То же, но для относительного шага между струями в том же сечении потока

$$t/D_c = \frac{H}{(n+1)D_c}. \quad (4.27)$$

Проведенные исследования позволили установить основные закономерности развития и перемешивания струй в поперечном потоке жидкости той же или иной плотности. В следующей главе полученные зависимости используются для разработки методики расчета наиболее распространенных газовых горелок с принудительным дутьем, основанных на многоструйном принципе перемешивания.

## Глава 5

### МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ГОРЕЛОК С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ВОЗДУХА

Горелки с принудительной подачей воздуха, как правило, основаны на струйном принципе перемешивания. Благодаря высокой производительности, широкой возможности регулирования и образованию факелов пламени, различных по форме, длине и светимости, а также сравнительно небольшим габаритам (вследствие повышенных скоростей принудительно поданного в них воздуха) горелочные устройства этого типа с каждым годом все более широко применяются в различных отраслях промышленности, использующих газообразное топливо.

Расширению области применения этих горелок немало способствуют интенсификация процессов в теплотехнических установках и перевод на газ большинства котельных установок промышленных предприятий и тепловых станций. Интенсификация процессов в камерах сгорания связана с предварительным подогревом воздуха, а следовательно, и с повышенным выходных скоростей газозвушной смеси, что требует принудительной подачи воздуха. Сжигание газа в топках паровых котлов связано с переделкой основных пылевых и мазутных горелок в комбинированные — пылегазовые и газомазутные, в которых используется уже существующая принудительная подача воздуха.

Повышение мощности теплотехнических агрегатов в свою очередь вызывает повышение единичной мощности газогорелочных устройств, что неизбежно связано с использованием принудительной подачи воздуха и струйного принципа смесеобразования.

Для улучшения работы горелочных устройств с принудительной подачей воздуха и создания новых более совершенных конструкций необходимо разработать методику расчета таких устройств. Важность и неотложность разработки методики расчета для них определяется масштабами сжигаемого газа с помощью горелок этого типа и тем, что неверно сконструированные горелки нельзя улучшить.

шить режимными мероприятиями в эксплуатационных условиях.

В некоторых литературных источниках [32, 139] невозможность расчета таких горелок объясняется происходящими в них сложными процессами смесеобразования, закономерности которых еще не изучены. Отмечается, что взаимное инжектирующее действие воздуха и струй газа переменнo, так как зависит от многих параметров: размеров потока, соотношений перемешивающихся количеств компонентов, соотношений скоростей и других параметров.

После того как были установлены характеристики воздушного потока в горелках в зависимости от их определяющих параметров и изучены основные закономерности развития и перемешивания струй газа в поперечном потоке, была обеспечена реальная возможность приступить к разработке методики расчета этих горелок.

При разработке научно обоснованной методики расчета газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха целесообразно исходить из общего принципа конструирования горелок для всех видов топлива: твердого, жидкого и газообразного, сжигаемых факельным способом при подаче воздуха, необходимого для горения, в горелку.

Сущность этого принципа состоит в следующем: топливо, поступающее в горелочное устройство, должно распределяться в воздухе равномерно или заданным образом, чтобы обеспечить устойчивое воспламенение горючей смеси и полное сгорание при минимальном (или заданном) избытке воздуха в факеле пламени, удовлетворяющим технологическим процессам, протекающим в установке.

Ценность общего принципа конструирования горелочных устройств заключается в том, что он выделил основные положения, которые подлежат разрешению посредством методики расчета.

Таким образом, методика расчета газовых горелок должна разрешить следующие вопросы:

- 1) как осуществить в горелке равномерное или заданное начальное распределение газа в воздушном потоке;
- 2) как обеспечить полное сжигание газа при минимальном или заданном избытке воздуха;
- 3) как управлять, например, длиной и светимостью факела пламени, да еще в горелках различных конструкций, размеров и теплопроизводительности.

Для того чтобы разработать методику расчета, единую для газогорелочных устройств различных конструкций, необходим новый подход, какая-то новая перспективная гипотеза.

Такая гипотеза была выдвинута [57]. Сущность ее такова. Вместо того, чтобы разрабатывать разные методики расчета для различных конструкций газовых горелок с неизвестно как развивающимися в них процессами смесеобразования, следует встать на другой путь. Необходимо разрабатывать газовые горелки любой конструкции, в которых процесс смесеобразования был бы всегда организован по единой расчетной схеме.

В случае удачной перспективности такого решения трудно переоценить. Во-первых, горелки с принудительной подачей воздуха стали бы рассчитываться и, пользуясь ими, можно было бы сжигать газ без потерь тепла от недожога. Во-вторых, появилась бы возможность заранее конструировать горелки с различными характеристиками. Так, для камер, требующих короткого факела пламени, процесс смесеобразования заканчивался бы к устью горелки, а для камер с длинным факелом пламени процесс смесеобразования выносился бы из горелки.

Возникает вопрос, может ли принципиально быть предложена такая расчетная схема организации процессов смесеобразования для различных газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха? На этот вопрос отвечаем утвердительно. Такая схема была нами предложена [56, 57] и практически реализована [61]. В ее основе принято распределение струй газа в воздушном канале горелки с зазорами, достаточными для развития струй без слияния. Так как теперь установлены закономерности развития и перемешивания струй газа в поперечном потоке воздуха, то по расчету можно создать любое распределение струй в сечении горелки и обеспечить поступление к ее устью смеси любой степени перемешанности. Можно рассчитать горелку на полное предварительное смесеобразование или перенести весь или любую часть этого процесса за пределы горелки в камеру горения, что одновременно позволит регулировать длину факела пламени и его светимость.

Эти два положения — создание заданного распределения струй газа в потоке воздуха и обеспечение заданной степени смешения струй газа с воздухом к устью горелки — и положены в основу разработки методики расчета газовых горелок с принудительным дутьем. Методика расчета позволит сконструировать горелки с наиболее эффективным принципом многоструйного перемешивания (в большинстве распространенных горелочных устройств такой принцип нарушен). Это даст возможность создавать газогорелочные устройства большой единичной мощности при наименьших габаритных размерах и малых потерях энергии.

Любой другой принцип организации горелок, основанный не на многоструйном смешении, принципиально не может создать горелок с повышенными смесеобразующими характеристиками.

Теперь нетрудно ответить на три вопроса, поставленные при разработке методики.

1. Газовые струи в потоке воздуха в горелке должны распределяться с зазорами, исключающими слияние струй.

Можно полагать, что в горелках с прямоточным (незакрученным) потоком воздуха струи газа следует размещать равномерно по всему сечению воздушного канала горелки. В горелках круглого сечения с закрученным потоком — в вихревых горелках, струи могут распределяться равномерно, но не по всему сечению, а лишь по его части. Связано это с тем, что закрученный поток обладает большими смесеобразующими характеристиками по сравнению

с прямоточным. Практика эксплуатации горелок показывает, что достаточно распределить струи газа в сечении, через которое проходит примерно 50—60% воздуха, чтобы обеспечить полноту сжигания газа.

2. Равномерное распределение топлива в потоке воздуха обеспечивает сжигание газа при минимальном избытке воздуха  $a'$ , поданного через горелку. Как правило, недостатки распределения топлива в воздушном потоке и приводят на практике к необходимости подачи через горелку излишнего количества воздуха против теоретически необходимого для горения ( $a' > 1$ ).

3. Используя закономерности смещения струй газа в поперечном потоке воздуха, можно регулировать смесеобразование. Переноса часть процесса смещения в камеру горения, можно соответственно создавать факел пламени различной длины и светимости. Процесс смесеобразования может быть рассчитан для горелок любой конструкции независимо от их теплопроизводительности.

В горелках с внутренним смесеобразованием (в глубине амбразуры) смещение можно затянуть, увеличив диаметр струй газа ( $d$ ) и сократив расстояние от места выхода из отверстий до устья ( $l$ ). В результате уменьшится относительное расстояние  $l/d$ , которое при прочих равных условиях является определяющим параметром. Тем самым процесс смещения каждой струи газа, а следовательно, и всего газа в значительной степени переносится в камеру горения, что приводит к его пиролизу с образованием светящегося факела пламени.

Чтобы обеспечить воспламенение с одновременным переносом процесса смещения большей части газа в камеру горения, надо подавать газ из отверстий разных диаметров. При этом струи малого размера полностью перемешиваются к устью, образуя горячую смесь, которая при воспламенении обеспечивает стабилизацию факела пламени. Струи большого размера к устью горелки перемешиваются лишь незначительно; полностью процесс смещения завершается в камере горения с образованием светящегося факела пламени.

Факел различной светимости можно получать в горелках и при одновременной подаче газа с центра и периферии.

В горелках с центральной подачей газа из наконечника (внешнее смещение) весь процесс смесеобразования происходит в зоне горения на выходе из амбразуры горелки.

Светимость в этом случае может регулироваться двумя прямо противоположными способами.

Светимость факелу можно придать увеличением диаметра струй газа при уменьшении их числа и понижением выходной скорости газа.

Другой способ — уменьшение диаметра отверстий за счет увеличения их числа, размещения с малыми относительными шагами в два или больше рядов (до слияния струй) и повышения выходной скорости газа.

Различие этих двух способов организации светящегося факела заключается в том, что в первом происходит замедление смещения струи газа из-за сокращения ее пути ( $l/d$ ), но все же весь газ будет по расчету равномерно распределен в воздухе. Образующаяся при этом сажа также достаточно равномерно распределится в воздухе, а потому на большом пути в высокотемпературной камере горения успеет выгореть [144]. Кстати, в топке можно это наблюдать по факелу, светимость которого, начиная с некоторой длины, прекращается.

Второй способ отличается тем, что при большом числе струй, размещенных с малыми шагами, они неизбежно сливаются в сплошное газовое облако. При этом, как правило, глубина проникновения струй мала, поэтому и не удается перемешать газ с воздухом около устья. Если первый способ и при малом избытке воздуха может обеспечить полное сжигание газа, то второй не может; в этих условиях неизбежны потери газа.

Таким образом, в горелках с центральной, периферийной и с одновременной подачей газа с периферии и центра можно создавать факел пламени различной светимости, а следовательно, и различной длины при сжигании газа без потерь при минимальных избытках воздуха.

Исходные данные для расчета горелки могут быть различными. В самом общем случае может быть известен только объект, переводимый на газ, вновь строящаяся печь или топка парового котла с заданной теплопроизводительностью. Естественно, что вновь строящаяся установка представляет большую свободу выбора конструкции газогорелочных устройств и позволяет принимать более высокие теплотехнические показатели установки.

Методика дает возможность рассчитать в любой горелке процесс смещения, обеспечивающий полное сжигание газа. Учитывая это, можно начинать расчет для каждого конкретного объекта с горелочного устройства любой конструкции.

Вначале приведем общую часть расчета, характерную для всех горелок, а затем остановимся на методах расчета отдельных типов горелочных устройств.

1. Определяют общий расход газа  $V_{\text{общ}}$  в  $\text{м}^3/\text{ч}$  на установку. Для расчета часового расхода газа в топках котлов можно пользоваться формулами, приведенными в главе 3, для топок паровых котлов — формулой (3.20) или (3.21). При этом к. п. д. котла можно принять в зависимости от производительности и конструкции примерно в таких пределах: для котлов, не имеющих воздухоподогревателя и экономайзера, 0,8—0,86; для котлов средней производительности, имеющих воздухоподогреватель и экономайзер, 0,86—0,89; для котлов напромышленность более 60  $\text{т}/\text{ч}$  0,90—0,94.

Общий расход газа для обогрева печи определяется [122] по следующей формуле:

$$V_{\text{общ}} = \frac{Q_{\text{раб. пр}}}{(Q_{\text{н}} + q_{\text{физ}}) \eta_{\text{тепл.е}}} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.1)$$

где  $Q_{\text{раб. пр}}$  — расход тепла в рабочем пространстве печи и в  $\text{ккал/ч}$ ;  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  — физическая теплота сгорания рабочего топлива (природного газа) в  $\text{ккал/м}^3$ ;  $q_{\text{физ}}$  — физическое тепло нагретого воздуха и газа в  $\text{ккал/м}^3$  газа;  $\epsilon$  — к. п. д. топочного процесса, при сжигании газа учитывает потери тепла от химического недожога, при  $q_{\text{в}} = 0$   $\epsilon = 1$ ;  $\eta_{\text{тепл}}$  — коэффициент отъема тепла в рабочем пространстве печи в долях единицы, для разных типов конструкций и размеров он различен и зависит от теплосодержания уходящих газов и теплосодержания газов при температуре горения.  $\eta_{\text{тепл}}$  подсчитывается по формуле

$$\eta_{\text{тепл}} = 1 - \frac{i_{\text{yx}}}{i_t}, \quad (5.2)$$

где  $i_{\text{yx}}$  — теплосодержание уходящих газов в  $\text{ккал/м}^3$ ;  $i_t$  — теплосодержание газов при теоретической температуре горения в камере в  $\text{ккал/м}^3$ .

2. Расход газа через горелочное устройство  $V_{\text{г}}$  определяют по формуле (5.3), задаваясь числом горелок  $n$  на установку:

$$B = \frac{B_{\text{общ}}}{n} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (5.3)$$

3. Определяют расход воздуха через горелку  $V_{\text{в}}$ :

$$V_{\text{в}} = \alpha' L_0 B \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (5.4)$$

или

$$V_{\text{в}} = \alpha' L_0 B \frac{273+t_{\text{в}}}{273} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где  $\alpha'$  — коэффициент избытка воздуха в горелке;  $\alpha' = 1,05$ ;  $L_0$  — теоретическое количество воздуха, необходимое для горения, в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $t_{\text{в}}$  — температура подаваемого в горелку воздуха в  $^{\circ}\text{C}$ . Для природного газа при  $\alpha' = 1,05$ .

$$V_{\text{в}} \approx 10B \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (5.4a)$$

4. Определяют размеры горелки, задаваясь выходными скоростями горючей смеси, условиями размещения горелки по месту. Для комбинированных горелок эти размеры уже заданы условиями сжигания основного топлива, так же как заданы и скорости горючей смеси.

Рекомендуемые среднерасходные скорости воздуха в горелках по данным работ [141, 142] составляют в зависимости от марки топлива для щелевых горелок 27—40  $\text{м/сек}$ , для вихревых пылеугольных горелок ТКЗ или ОРГРЭС 18—30  $\text{м/сек}$ . Эти же значения скоростей воздуха применяются при сжигании газа в комбинированных пылегазовых горелках. Скорость подогретого воздуха, а следовательно, и близкая к ней по значению скорость газозвушной смеси выбираются в указанных пределах для горелок в зависимости от располагаемого напора вентилятора, подающего воздух в горелку.

В щелевых горелках при подогреве воздуха свыше  $250^{\circ}\text{C}$  и хороших условиях воспламенения смеси скорость воздуха может при желании быть принята 40  $\text{м/сек}$ . В вихревых горелках при среднерасходной скорости, например, 27  $\text{м/сек}$  актуальные скорости закрученного потока по периферии горелки в топках паровых котлов превышают 50  $\text{м/сек}$ . При надобности они могли бы быть увеличены, так как в этих горелках возвратные потоки с высокой температурой создают хорошие условия для устойчивого воспламенения факела пламени. Однако повышенное сопротивление вихревых горелок ограничивает верхний предел скоростей.

Можно рекомендовать следующие расходные скорости  $v_{\text{г}}$ : для щелевых горелок в пределах 10—40  $\text{м/сек}$ ; чем ниже температура подогрева воздуха, тем меньше следует принимать выходную скорость горючей смеси; для круглых горелок в пределах 10—30  $\text{м/сек}$ .

5. Определяют выходное сечение щелевой горелки  $F_{\text{вых.г}} = HA$  из следующего выражения:

$$F_{\text{вых}} = HA = \frac{V_{\text{см}}}{v_{\text{см}} \cdot 3600} = \frac{B(1+\alpha' L_0)}{3600 v_{\text{см}}} \frac{273+t_{\text{см}}}{273} \text{ м}^2, \quad (5.5)$$

где  $V_{\text{см}}$  — объем смеси в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $v_{\text{см}}$  — скорость газозвушной смеси в выходном сечении газогорелочного устройства в  $\text{м/сек}$ ;  $t_{\text{см}}$  — температура газозвушной смеси в  $^{\circ}\text{C}$ .

Так как не требуется точно вычислять скорость газозвушной смеси, то можно условно принять, что температура смеси равна температуре подогретого воздуха.

Остальные размеры щелевой горелки принимаются по конструктивным соображениям. Если нельзя обойтись без поворота воздушного потока перед горелкой, то поворот должен выполняться плавным с направляющими лопатками для выравнивания скоростей воздушного потока.

6. Определяют сопротивление щелевой горелки по тракту воздушного потока:

$$\Delta p = \zeta_{\text{г}} \frac{\gamma_{\text{в}} v_{\text{г}}^2}{2g} \text{ мм вод. ст.}, \quad (5.6)$$

где  $\Delta p$  — разность статического давления в подводящем воздушном канале горелки и в атмосфере в  $\text{мм вод. ст.}$  или в  $\text{кг/м}^2$ ;  $v_{\text{г}}$  — среднерасходная скорость воздуха в устье горелки в  $\text{м/сек}$ ;  $\gamma_{\text{в}}$  — удельный вес воздуха в  $\text{кг/м}^3$ ;  $g$  — ускорение силы тяжести;  $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ ;  $\zeta_{\text{г}}$  — коэффициент сопротивления канала воздушного потока горелки, отнесенный к скорости в устье.

В зависимости от того, как организован процесс развития газовых струй в воздушном потоке, значение коэффициента  $\zeta_{\text{г}}$  может изменяться. Для щелевых горелок при подаче газовых струй в поток воздуха с двух сторон под углом  $\alpha \leq 70^{\circ}$  (см. рис. 5.8) значение  $\zeta_{\text{г}}$  можно принимать до дальнейших уточнений, равным 2—3. При углах атаки струй  $\alpha < 45^{\circ}$   $\zeta_{\text{г}} \approx 1—1,5$ .

При углах атаки струй  $\alpha = 90^\circ$  и подаче струй с двух сторон (см. рис. 5. 7) значение  $\zeta$  можно принять равным 3, но величину скорости воздуха — в два раза большей, чем средняя по расходу в выходном сечении. Это связано с перекрытием примерно половины живого сечения воздушного потока газовыми струями.

7. Сопротивление щелевой горелки по газовому тракту определяется по той же формуле, но заменяют некоторые обозначения:

$$\Delta p = \zeta_r \frac{\gamma_r v_r^2}{2g} \text{ мм вод. ст.}, \quad (5. 6a)$$

где  $\Delta p$  — разность статического давления в газовом коллекторе и в атмосфере в мм вод. ст. или в кг/м<sup>2</sup>;  $\gamma_r$  — удельный вес газа в кг/м<sup>3</sup>;  $v_r$  — среднерасходная скорость газа, отнесенная к сечению газовыпускных отверстий, в м/сек;  $\zeta_r$  — коэффициент сопротивления газового тракта, отнесенный к скоростному напору в сечении газовыпускных отверстий.

Коэффициент сопротивления  $\zeta_r \approx 2$  при измерении давления в газовом коллекторе ( $p = \Delta p$  мм вод. ст.).

Скорость в газовом коллекторе рекомендуется принимать не больше 10—20 м/сек (площадь отверстий от площади сечения газовой камеры должна составлять 5—10%).

В литературе [54] отмечается, что для предварительного выбора диаметров газопроводов принимали следующие скорости (в м/сек): в газопроводе к горелке  $v = 40 \div 50$ ; в газопроводе к котлу  $v = 30 \div 40$ ; в магистральном газопроводе и на входе в коллектор котельной  $v = 50 \div 70$ .

При стабильном давлении газа на вводе в котельную, равном или большем 1 ат, представляется, что при необходимости можно применять большие скорости в газопроводах к топкам, а в газопроводе к горелке лучше принять меньшие. Это будет способствовать выравниванию скоростей газа из отверстий.

Падение давления в газопроводах определяется по известным формулам аэродинамических расчетов.

Формулы, приведенные выше, можно использовать при расчете любых конструкций горелок с принудительной подачей воздуха. Поэтому ниже приводим лишь формулы и расчеты применительно к наиболее характерным конструкциям горелок, основанным на струйном принципе перемешивания.

Для расчета с учетом этого приняты следующие исходные данные:

- производительность горелки  $V_r$  в м<sup>3</sup>/ч;
- состав газа и его теплота сгорания  $Q_H^p$  в ккал/м<sup>3</sup>;
- располагаемое давление газа перед горелкой  $p_1$  в мм вод. ст.;
- давление воздуха перед горелкой  $p_v$  в мм вод. ст.;
- температура воздуха и газа в горелке  $t_v$  и  $t_r$  в °С;
- среднерасходная скорость воздуха в сечении горелки в месте подвода газовых струй или расход воздуха на горелку;

конструкция горелки (заданная или выбранная) и размеры проходных сечений для воздуха в м<sup>2</sup>.

Для горелок с принудительной подачей воздуха не имеет значения, при каком расходе производить их расчет (расчет процессов смешения, обеспечивающих полноту сжигания газа). В рассчитанных горелках процесс перемешивания остается неизменным на всех режимах ее работы при прочих равных условиях. Все же для более правильного выбора параметров и всех характеристик дутьевых средств, подающих воздух в горелку, по-видимому, целесообразнее рассчитывать горелки на их максимальную теплопроизводительность. Это позволит предусмотреть максимальные потери давления и наибольший возможный расход воздуха от вентилятора.

### РАСЧЕТ ЩЕЛЕВЫХ ГОРЕЛОК С ОДНОСТОРОННЕЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

При переводе на газ паровых котлов с шахтно-мельничными топками, имеющими эжекционные амбразуры, на электростанциях системы Ленэнерго решили [61] переделать последние в комбинированные горелки. На рис. 5. 1 изображена такая комбинированная пылегазовая горелка для шахтно-мельничных топок с эжекционными амбразурами.

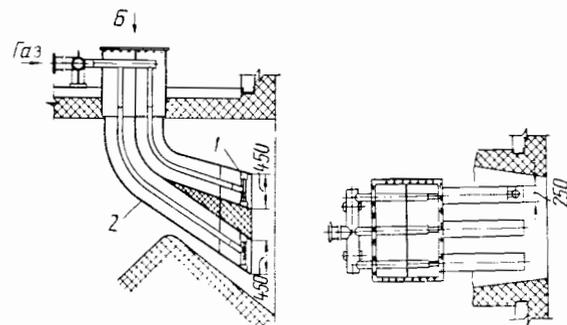


Рис. 5. 1. Комбинированная пылегазовая горелка для шахтно-мельничной топки с эжекционной амбразурой.

1 — газораздающее устройство (односторонняя подача газа); 2 — эжекционные сопла.  
Производительность горелки по газу 2600 м<sup>3</sup>/ч. Выходная скорость газа из отверстий горелки 60 м/сек. Среднерасходная скорость воздуха в воздушном канале горелки 34,6 м/сек.

Чтобы сохранить нормальные условия работы на твердом топливе, сечение амбразуры для выхода аэросмеси сохранено прежним, а газовые горелки встраиваются в эжекционные сопла, т. е. в тракт вторичного воздуха. Газовая часть представляет собой вертикальные коллекторы из труб (стояки), встроенные в эжекционные сопла. Для воздушного потока они служат дополнительными

рассекателями, увеличивающими его многоструйность, не ухудшая эжектирующих свойств сошел.

С двух сторон по образующим газораздающих труб в два ряда располагаются отверстия для истечения газа.

Встроенные в эжекционные сопла горелочные устройства по существу представляют газовые щелевые горелки с односторонней подачей газа в поток воздуха относительно малой ширины.

Такое горелочное устройство благоприятно для организации равномерного распределения газа в узком потоке воздуха при сравнительно низких скоростях истечения газа (60—70 м/сек) и сравнительно небольших диаметрах газораздающих отверстий (5—12 мм). При работе котла на твердом и газообразном топливах данное горелочное устройство надежно защищено от обгорания постоянно обмываемым их с большой скоростью потоком вторичного воздуха.

### Методика расчета щелевой горелки с односторонней подачей газа

Примем, что для расчета горелки имеются все необходимые данные согласно приведенному выше перечню.

1. Живое сечение канала горелки для прохода воздуха по ширине, равной  $A$  (см. рис. 5.2, а) разделяем на три одинаковые части пунктирными линиями, параллельными оси газового коллектора.

Принимаем, что струи газа будут выходить в воздушный поток из отверстий двух различных диаметров.

2. Глубина проникновения струй большого диаметра принимается равной примерно двум третям от  $A$ :

$$h_1 \approx \frac{2}{3} A. \quad (5.7)$$

При этом струи газа большого размера будут находиться как бы в центре  $2/3$  площади сечения (см. рис. 5.2, б) и смешиваются с проходящим через это сечение количеством воздуха.

3. Задаются выходной скоростью газа из отверстий и определяют диаметр отверстий большого размера по формуле (4.17). При этом индексы 1 и 2 при скоростях и удельных весах здесь и во всех остальных формулах главы 4 соответственно заменены буквами  $v$  (воздух) и  $g$  (газ):

$$d_1 = \frac{h_1 v_B}{k_s v_T} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_T}} \text{ мм.}$$

Неизвестен только коэффициент пропорциональности  $k_s$ , зависящий от неизвестного (невыбранного) еще относительного шага между струями. Поэтому при расчете приходится предварительно задаться каким-то средним значением  $k_s$ . Задаемся значением  $k_s = 1.7$ . Если диаметр отверстий по формуле (4.17) получается

больше 20 мм, то нужно задаться большей скоростью газа и повторить расчет.

Если струи большого размера имеют угол атаки не  $90^\circ$ , а любой другой, то расчет диаметра струи следует производить по формуле (4.17а)

$$d_1 = \frac{h_1 v_B}{k_s k \alpha v_T} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_T}} \text{ мм}$$

или (4.17б)

$$d_1 = \frac{h_1 v_B}{k_s \sin \alpha v_T} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_T}} \text{ мм.}$$

Так как отверстие при повороте коллектора смещается, то это нужно учесть поправкой, равной  $b'$ , и тогда  $h_1 = 2/3 A - b'$ , где  $b'$  — размер, равный смещению отверстий большого размера от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки струй в  $90^\circ$ :

$$b' = r_K - r_K \sin \alpha, \quad (5.8)$$

где  $r_K$  — наружный радиус газового коллектора.

4. Глубина проникновения струй малого размера принимается равной  $1/6 A$  (см. рис. 5.2, а). При этом струи газа распределяются в середине площади сечения, равной  $\sim 1/3$  всей площади для прохода воздуха:

$$h_2 \approx \frac{1}{6} A. \quad (5.9)$$

Из условий обеспечения зазора между струями большого и малого размера в канале для прохода воздуха проверяется и уточняется глубина проникновения по следующему выражению:  $h_2 + \frac{1}{2} D_{c2} < h_1 - \frac{1}{2} D_{c1}$  или, заменяя  $D_c$  через  $h$ , после несложных преобразований получим, что глубины проникновения струй разных диаметров связаны между собой следующими зависимостями:

для струй двух размеров

$$h_2 < 0,45 h_1, \quad h_1 > 2,2 h_2; \quad (5.10)$$

для струй любого числа размеров

$$h_{p+1} < 0,45 h_p, \quad h_p > 2,2 h_{p+1}, \quad (5.10а)$$

где индекс  $p$  — число струй различных размеров.

Глубина проникновения струй малого размера должна быть  $h_{p+1} \approx 0,25 h_p$ . Отметим, что для щелевых горелок с односторон-

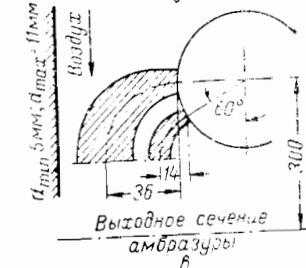
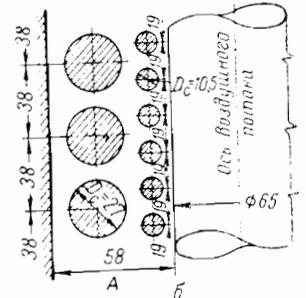
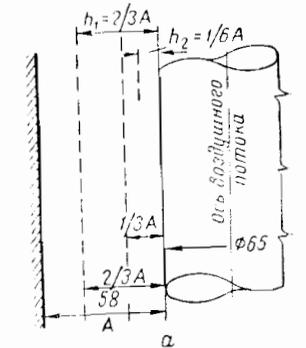


Рис. 5.2. Распределение струй газа в воздушном канале щелевой горелки, встроенной в эжекционное сопло.

а — разбивка площади сечения по ширине  $A$  на три части; б и в — струи газа в потоке воздуха.

ней подачей газа в большинстве случаев можно обойтись двумя размерами струй разных диаметров и в редких случаях тремя размерами струй. По формулам (5. 10) и (5. 10а) можно выбрать значение  $h_2$ , зная величину  $h_1$ , и наоборот.

5. При одинаковых условиях истечения, а именно равных давлений газа в камерах, углах атаки, относительных шагах между отверстиями, можно написать зависимость между диаметрами струй разных размеров, аналогичную выражениям (5. 10) и (5. 10а):

$$d_2 < 0,45 d_1, \quad d_1 > 2,2 d_2; \quad (5. 11)$$

для любого числа струй разных диаметров

$$d_{p+1} < 0,45 d_1, \quad d_p > 2,2 d_{p+1}. \quad (5. 11a)$$

В то же время диаметр отверстий малого размера может быть определен по формуле (4. 17):

$$d_2 = \frac{h_2 v_B}{k_s v_T} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_T}},$$

где  $h_2 \approx 1/6 A$ .

Если угол атаки струй малого размера меньше  $90^\circ$ , то диаметр следует определять по формулам (4. 17а) или (4. 17б):

$$d_2 = \frac{h_2 v_B}{k_s k_a v_T} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_T}} \quad (4. 17a)$$

или

$$d_2 = \frac{h_2 v_B}{k_s \sin \alpha v_T} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_T}}. \quad (4. 17б)$$

При этом  $h_2 = 1/6 A + b'$ , где  $b'$  — смещение отверстий малого размера от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки струй в  $90^\circ$ , определяемое по формуле (5. 8).

По формулам (5. 11) и (5. 11а) можно проверить и скорректировать диаметр отверстий для струй малого размера по известному диаметру струй большого размера и наоборот.

Если струи малого размера также выходят в поток под углом, отличающимся от  $90^\circ$ , то глубина проникновения их в поток должна определяться по формулам (4. 14б) или (4. 15):

$$h_2 = k_s k_a d_2 \frac{v_T}{v_B} \sqrt{\frac{\gamma_T}{\gamma_B}},$$

$$h_2 = k_s \sin \alpha d_2 \frac{v_T}{v_B} \sqrt{\frac{\gamma_T}{\gamma_B}}.$$

Коэффициент  $k_a$  определяется по графику рис. 4. 19б. Так как разница между значением коэффициента  $k_a$  и  $\sin \alpha$  невелика, то расчет значения  $h_2$  можно вести и по формуле (4. 15).

6. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле

$$F_T = \frac{B \cdot 10^6}{3600 v_T} \frac{273 + t_T}{273} \text{ мм}^2. \quad (5. 12)$$

7. Исходя из соответствия расходов газа и воздуха по сечениям горелки, в которых размещаются струи, следовало бы  $2/3$  расхода газа, или примерно 67% газа, подать через большие отверстия, а остальные через отверстия малых размеров. Учитывая, однако, что большие струи, проходя через слой воздуха, прилегающий к газовому коллектору, частично перемешиваются с ним, принимаем, что не 67, а 70% газа подается через отверстия большого размера, а 30% через малые. Тогда площади отверстий для больших струй  $F_6$  и малых  $F_M$  определяются по формулам (5. 13) и (5. 14) соответственно:

$$F_6 = 0,7 F_T \text{ мм}^2, \quad (5. 13)$$

$$F_M = 0,3 F_T \text{ мм}^2 \text{ или } F_M = F_T - F_6. \quad (5. 14)$$

8. Определяем число отверстий для струй каждого размера. Число отверстий большого размера

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6} = \frac{0,7 F_T}{f_6}, \quad (5. 15)$$

$$f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} \approx 0,785 d_1^2,$$

где  $f_6$  — площадь сечения отверстия большого размера.

Принимается целое значение  $n_1$  и уточняется площадь  $F_6$ .

Число отверстий малого размера

$$n_2 = \frac{0,3 F_T}{f_M} \text{ или } n_2 = \frac{F_T - F_6}{f_M}, \quad (5. 16)$$

где  $f_M$  — площадь сечения отверстия малого размера:

$$f_M = \frac{\pi d_2^2}{4} \approx 0,785 d_2^2.$$

При необходимости можно определить расстояния от края газового коллектора до отверстий большого  $l_6$  и малого  $l_M$  размеров по формулам

$$l_6 = \frac{H - (n_1 - 1) s_1}{2}, \quad (5. 17)$$

$$l_M = \frac{H - (n_2 - 1) s_2}{2}. \quad (5. 17a)$$

9. Для размещения струй в ряду с зазором (исключающим сдвигание) шаг между струями должен удовлетворять выражению  $s > 0,75 h$  или  $s > D_c$ . Шаг между струями должен приниматься максимальным, какой только возможен при размещении струй,

и, конечно, должен быть больше, чем предельно минимальное значение  $s = D_c$ . На рис. 5.3 приведена графическая зависимость, позволяющая выбрать значения относительных шагов между отверстиями на газовом коллекторе в зависимости от относительной глубины проникновения струй природного газа в поток воздуха. Нижняя прямая 1 и верхняя 5 являются ограничивающими предельными прямыми. Значения меньше, чем по прямой 1, и больше, чем по прямой 5, не рекомендуются выбирать для горелок. Между

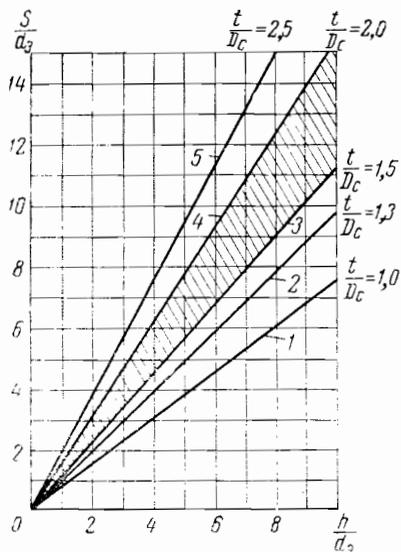


Рис. 5.3. Зависимость относительного шага  $s/d_2$  от глубины проникновения струй в поток  $h/d_2$ .

11. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4.26) и (4.27):

$$t_1 = s_1 = \frac{H}{n_1 + 1}, \quad \frac{t_1}{D_{c1}} = \frac{H}{(n_1 + 1) D_{c1}} = \frac{s_1}{D_{c1}};$$

$$t_2 = s_2 = \frac{H}{n_2 + 1}, \quad \frac{t_2}{D_{c2}} = \frac{H}{(n_2 + 1) D_{c2}} = \frac{s_2}{D_{c2}}.$$

12. Строим график распределения струй (аналогично приведенному на рис. 5.2б), развивающихся в сечении воздушного потока.

На этом расчет горелки можно считать законченным.

При расчете следует учитывать, что, приближая или удаляя газораздающие отверстия от края амбразуры (со стороны топки) можно регулировать светимость факела пламени. Следует сразу же отметить, что, несмотря на совершенно ясную принципиальную

возможность использования такого приема, все еще не накоплен достаточный экспериментальный материал, позволяющий дать обоснованные и вполне конкретные рекомендации по регулированию светимости факела пламени. Ясно, что в зависимости от этого расстояния (в долях начального диаметра струи  $l/d_0$ ) будет изменяться соотношение количеств газа, перемешивающихся в горелке и в топке, в условиях высокой температуры, а следовательно, с выделением сажи, придающей факелу светимость.

При выполнении конкретных примеров все же некоторые рекомендации по регулированию светимости факела пламени будут сделаны. Следует отметить, что использование данной методики расчета позволяет организовать факел пламени практически любой светимости при оптимальных (минимальных) значениях избытков воздуха без потерь тепла от химической неполноты сжигания газа.

Затем уточняют диаметры отверстий, шаг между отверстиями для струй, глубины проникновения струй и диаметры струй в потоке. В результате расчета необходимо добиться размещения струй в потоке с зазорами, обеспечивающими их развитие без слияния. Возможно, что при уточнении придется скорректировать первоначально принятые значения некоторых величин.

10. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4.18):

$$D_{c1} = 0,75 h_1, \quad D_{c2} = 0,75 h_2.$$

При выполнении конкретных примеров все же некоторые рекомендации по регулированию светимости факела пламени будут сделаны.

Следует отметить, что использование данной методики расчета позволяет организовать факел пламени практически любой светимости при оптимальных (минимальных) значениях избытков воздуха без потерь тепла от химической неполноты сжигания газа.

### Примеры расчета

Расчет щелевой горелки с односторонней подачей газа, являющейся газовой частью комбинированной горелки для парового котла (рис. 5.1).

Дано: расход газа на одну горелку  $V_{г} = 2600 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; теплотворность газа (смешанный газ — природный + сланцевый)  $Q_{н}^p = 7100 \text{ ккал}/\text{м}^3$ ; давление газа перед горелками  $p_1 > 1500 \text{ мм вод. ст.}$ ; удельный вес газа  $\gamma_{г} = 0,8 \text{ кг}/\text{м}^3$ ; температура воздуха и газа в горелке  $t_{в} = 350^\circ \text{С}$  и  $t_{г} = 7^\circ \text{С}$ ; среднерасходная скорость воздуха в горелке в месте подвода газовых струй  $v_{в} = 34,6 \text{ м}/\text{сек}$ ; количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания  $1 \text{ м}^3$  топлива,  $V_{в} = 7,69 \text{ м}^3/\text{м}^3$ .

1. Живое сечение для прохода воздуха в горелке имеет ширину  $A = 58 \text{ мм}$  (см. рис. 5.2). Разделяем его по ширине на три равные части пунктирными линиями (см. рис. 5.2, а), параллельными оси газового коллектора (стояка).

Принимаем, что газ выходит из отверстий двух размеров, расположенных по образующей газового коллектора в два ряда.

2. Глубину проникновения в поток струй большего диаметра определяем по формуле (5.7):  $h_1 = 2/3 A = 2/3 \cdot 58 = 38 \text{ мм}$ .

3. Так как в данной горелке ширина  $A$  мала, то задаемся умеренной выходной скоростью газа из отверстий  $60 \text{ м}/\text{сек}$  и по формуле (4.17) определяем диаметр струй большего размера. Для этого задаемся значением коэффициента пропорциональности  $k_s = 1,7$ :

$$d_1 = \frac{h_1 v_{г}}{k_s v_{в}} \sqrt{\frac{\gamma_{в}}{\gamma_{г}}} = \frac{38 \cdot 34,6}{1,7 \cdot 60} \sqrt{\frac{0,567}{0,78}} \approx 11 \text{ мм},$$

где  $\gamma_{г}$  — удельный вес газа:

$$\gamma_{г} = \gamma_{гг} \frac{273}{273 + t_{г}} = 0,8 \frac{273}{273 + 7} = 0,78 \text{ кг}/\text{м}^3;$$



$\gamma_v$  — удельный вес воздуха:

$$\gamma_v = \gamma_0 \frac{273}{273 + t_b} = 1,293 \frac{273}{273 + 350} = 0,567 \text{ кг/м}^3.$$

Диаметр отверстий получился небольшим (меньше 20 мм), поэтому останавливаемся на размере 11 мм.

Для удобства размещения струй малого размера в потоке воздуха принимаем их угол атаки в  $60^\circ$ .

4. Диаметр отверстий для малых струй можно определить по формулам (4.17а), (4.17б) или из неравенства (5.11). Воспользуемся последней формулой. Так как малые струи направлены под углом, не равным  $90^\circ$ , то из неравенства  $d_2 < 0,45 d_1$  принимаем предельное значение  $d_2 \approx 0,45 d_1 = 0,45 \cdot 11 \approx 4,95$  мм; округляя, принимаем  $d_2 = 5$  мм.

5. Определяем глубину проникновения струй малого размера при угле атаки в  $60^\circ$  по формуле (4.15):

$$h_2 = k_s \sin \alpha d_2 \frac{v_r}{v_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}} = 1,7 \cdot 0,866 \cdot 5 \frac{60}{34,6} \sqrt{\frac{0,78}{0,567}} \approx 15 \text{ мм.}$$

Глубина проникновения струй в поток для данного примера несколько велика. Если бы эти струи выходили под углом атаки  $\alpha = 90^\circ$ , то  $h_2 \approx \frac{1}{6} A = \frac{1}{6} \cdot 58 \approx 10$  мм. Так как струи повернуты под углом в  $60^\circ$  и отверстия смещаются от плоскости, в которой они были бы при угле в  $90^\circ$ , то лучше, если бы  $h_2 = 13 \div 14$  мм.

6. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5.12):

$$F_r = \frac{B_r \cdot 10^6}{3600 v_r} \frac{273 + t_r}{273} = \frac{2600 \cdot 10^6}{3600 \cdot 60} \frac{273 + 7}{273} = 12300 \text{ мм}^2.$$

7. Общая площадь для выхода газа распределяется между отверстиями двух размеров по формулам (5.13) и (5.14).

Площадь отверстий большого размера

$$F_6 = 0,7 F_r = 0,7 \cdot 12300 = 8600 \text{ мм}^2.$$

Площадь отверстий малого размера

$$F_m = 0,3 F_r = 0,3 \cdot 12300 = 3700 \text{ мм}^2.$$

8. Определяем число отверстий каждого размера по формулам (5.15) и (5.16).

Число отверстий для струй большого размера

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6} = \frac{8600}{95} = 90,7,$$

где

$$f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 \cdot 11^2 = 95 \text{ мм}^2.$$

По конструктивным соображениям принимаем число отверстий большого диаметра  $n_1 = 84$  отверстия.

$$F_6 = f_6 n_1 = 95 \cdot 84 = 7970 \text{ мм}^2.$$

Тогда

$$F_m = F_r - F_6 = 12300 - 7970 = 4330 \text{ мм}^2.$$

Число отверстий для струй малого размера

$$n_2 = \frac{F_m}{f_m} = \frac{4330}{19,6} = 221 \quad f_m = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0,785 \cdot 5^2 = 19,6 \text{ мм}^2.$$

По конструктивным соображениям принимаем 192 отверстия.

Всего имеется шесть коллекторов с отверстиями двух размеров на каждой его стороне. Высота газового коллектора  $H = 450$  мм. На одной его стороне размещается, следовательно, по  $1/12$  общего числа отверстий каждого размера.

Число отверстий большого размера

$$n_1 = 84 \cdot \frac{1}{12} = 7 \text{ отверстий.}$$

Число отверстий малого размера

$$n_2 = 192 \cdot \frac{1}{12} = 16 \text{ отверстий.}$$

9. Определяем абсолютный и относительный шаг между отверстиями по формулам (4.22) и (4.23).

Так как расстояние от края коллектора до первого отверстия составляет 70 мм, то для размещения отверстий используется не вся высота коллектора, а примерно 310 мм ( $450 - 2 \cdot 70 = 310$ ).

Между отверстиями большого размера

$$s_1 = \frac{H}{n_1 + 1} = \frac{310}{7 + 1} = 38,7 \text{ мм.}$$

Принимаем шаг 38 мм.  $s_1/d_1 = \frac{38}{11} \approx 3,46$ . От края коллектора до отверстия малого размера принимаем расстояние 60 мм. Тогда  $H = 450 - 2 \cdot 60 = 330$  мм.

Между отверстиями малого размера

$$s_2 = \frac{H}{n_2 + 1} = \frac{330}{16 + 1} = 19,4 \text{ мм.}$$

Принимаем шаг 19 мм.  $s_2/d_2 = \frac{19}{5} = 3,8$ .

По определенным относительным шагам уточняем значения  $k_s$ . По графику рис. 4.19, а при данных относительных шагах  $k_{s_1} = 1,6$  и  $k_{s_2} = 1,6$ .

Уточняем значения глубины проникновения струй в поток по формуле (4.14):

Струи под углом атаки в  $90^\circ$

$$h_1 = k_s d_1 \frac{v_r}{v_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}} = 1,6 \cdot 11 \frac{60}{34,6} \sqrt{\frac{0,78}{0,567}} \approx 36 \text{ мм.}$$

Струи под углом атаки в  $60^\circ$

$$h_2 = k_s \sin 60^\circ d_2 \frac{v_r}{v_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}} = 1,6 \cdot 0,866 \cdot 5 \frac{60}{34,6} \sqrt{\frac{0,78}{0,567}} \approx 14 \text{ мм.}$$

Фактически расстояние от оси струи в потоке до коллектора будет меньше на величину смещения  $b'_2$  отверстий от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки в  $90^\circ$ :

$$b'_2 = r_r - r_r \sin 60^\circ = \frac{65}{2} - \frac{65}{2} \cdot 0,866 \approx 4,5 \text{ мм.}$$

10. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4. 18):

$$D_{c_1} = 0,75 h_1 = 0,75 \cdot 36 \approx 27 \text{ мм, } D_{c_2} = 0,75 h_2 = 0,75 \cdot 14 \approx 10,5 \text{ мм.}$$

11. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4. 26) и (4. 27):

$$t_1 = s_1 = 38 \text{ мм, } t_1/D_{c_1} = 38/27 = 1,4;$$

$$t_2 = s_2 = 19 \text{ мм, } t_2/D_{c_2} = 19/10,5 = 1,81.$$

На рис. 5. 2 приведена полученная по расчету схема распределения струй газа в воздушном канале щелевой горелки, изображенной на рис. 5. 1.

Отметим, что горелка более двух лет надежно работает на котлах различной производительности на тепловых станциях в системе Ленэнерго. Анализы продуктов сжигания газа, проведенные с помощью хроматографа, не обнаружили химической неполноты сжигания газа даже при малом избытке воздуха.

Расчет боковых газовых горелок, изображенных на рис. 5. 4, для того же котла.

Дано: среднерасходная скорость воздуха в горелке в месте подвода газовых струй  $v_b = 35 \text{ м/сек}$ ; щелевая газовая горелка (рис. 5. 4); остальные данные те же, что и в предыдущем примере.

1. Живое сечение канала для прохода воздуха имеет ширину  $A = 119 \text{ мм}$  (см. рис. 5. 5). Разделяем его по ширине на три равные части двумя пунктирными линиями, параллельными оси газового коллектора, как это делалось выше (см. рис. 5. 2, а). Принимаем, что струи газа выходят из отверстий двух размеров, расположенных по образующей газового коллектора в два ряда.

2. Глубину проникновения струй газа большего размера определяем по формуле (5. 7):  $h_1 \approx \frac{2}{3} A = \frac{2}{3} \cdot 119 \approx 79 \text{ мм}$ .

3. Так как ширина воздушного канала данной горелки больше, чем в предыдущем примере, то задаемся соответственно и большей

скоростью выхода газа из отверстий  $v_r = 120 \text{ м/сек}$ . Определяем диаметр больших отверстий по формуле (4. 17):

$$d_1 = \frac{h_1 v_r}{k_s v_b} \sqrt{\frac{\gamma_b}{\gamma_r}} = \frac{79 \cdot 35}{1,7 \cdot 120} \sqrt{\frac{0,576}{0,78}} \approx 11,7 \text{ мм.}$$

Округляя, принимаем  $d_1 = 12 \text{ мм}$ .

4. Определяем диаметр отверстий малого размера по формуле (5. 11). Так как струи малого размера направлены под меньшим углом атаки, то принимаем предельное значение диаметра из неравенства

$$d_2 < 0,45 d_1;$$

тогда

$$d_2 \approx 0,45 d_1 = 0,45 \cdot 12 \approx 5,4 \text{ мм.}$$

Округляя, принимаем диаметр малых отверстий  $d_2 = 5 \text{ мм}$ .

5. Определяем глубину проникновения в поток струй диаметром 5 мм по формуле (4. 15):

$$h_2 = k_s \sin \alpha d_2 \frac{v_r}{v_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}} = 1,7 \cdot 0,866 \cdot 5 \frac{120}{35} \sqrt{\frac{0,78}{0,567}} \approx 29,5 \text{ мм.}$$

Округляя, принимаем  $h_2 = 30 \text{ мм}$ .

6. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5. 12):

$$F_r = \frac{v \cdot 10^6}{3600 v_r} \frac{273 + t_r}{273} = \frac{1300 \cdot 10^6}{3600 \cdot 120} \frac{273 + 7}{273} \approx 3100 \text{ мм}^2.$$

7. Общая площадь для выхода газа распределяется между отверстиями двух размеров по формулам (5. 13) и (5. 14).

Площадь для отверстий большого размера

$$F_6 = 0,7 F_r = 0,7 \cdot 3100 = 2170 \text{ мм}^2.$$

Площадь для отверстий малого размера

$$F_m = 0,3 F_r = 0,3 \cdot 3100 \approx 930 \text{ мм}^2.$$

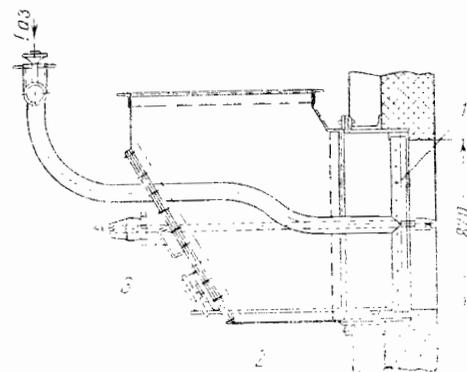
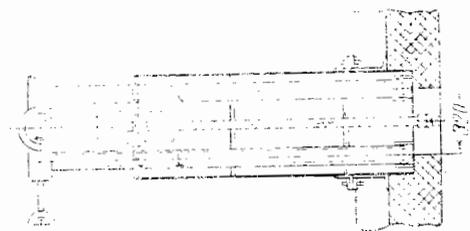


Рис. 5. 4. Щелевая газовая горелка.

1 — газораспределительное устройство; 2 — воздушный кероб; 3 — мазутная форсунка.  
Производительность горелки 1350 м<sup>3</sup>/ч. Скорость газа, выходящего из отверстий горелки, 120 м/сек. Среднерасходная скорость воздуха в воздушном канале горелки 36 м/сек.



8. Определяем число отверстий для струй каждого размера. Число отверстий большого размера

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6} = \frac{2170}{113} = 19,2,$$

$$f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 \cdot 12^2 = 113 \text{ мм}^2.$$

Округляя, принимаем  $n_1 = 20$  отверстий. Тогда  $F_6 = 20 \cdot 113 = 2260 \text{ мм}^2$ .

Число отверстий малого размера

$$n_2 = \frac{F_M}{f_M} = \frac{F_\Gamma - F_6}{f_M} = \frac{3100 - 2260}{19,6} = \frac{840}{19,6} = 42,8,$$

$$f_M = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0,785 \cdot 5^2 = 19,6 \text{ мм}^2.$$

Округляя, принимаем по конструктивным соображениям 40 отверстий.

Уточняем окончательно общую площадь отверстий для выхода газа:

$$F_\Gamma = n_1 f_6 + n_2 f_M = 20 \cdot 113 + 40 \cdot 19,6 = 2260 + 784 = 3044 \text{ мм}^2.$$

Так как отверстия распределяются на два газовых коллектора, то на каждый из них приходится вдвое меньшее число отверстий.

9. Определяем абсолютный и относительный шаг между отверстиями по формулам (4. 22) и (4. 23).

Шаг между большими отверстиями

$$s_1 = \frac{H}{n_1 + 1} = \frac{820}{10 + 1} = 74,5 \text{ мм}.$$

Принимаем шаг  $s_1 = 80 \text{ мм}$ .

$$\frac{s_1}{d_1} = \frac{80}{12} = 6,7.$$

Определяем по формуле (5. 17) расстояние от края газового коллектора до отверстия большого размера:

$$l_6 = \frac{H - (n_1 - 1) s_1}{2} = \frac{820 - (10 - 1) 80}{2} = 50 \text{ мм}.$$

Шаг между малыми отверстиями

$$s_2 = \frac{H}{n_2 + 1} = \frac{820}{20 + 1} = 39 \text{ мм}.$$

Принимаем шаг  $s_2 = 40 \text{ мм}$ .

$$\frac{s_2}{d_2} = \frac{40}{5} = 8.$$

Определяем по формуле (5. 17а) расстояние от края газового коллектора до отверстия малого размера:

$$l_M = \frac{H - (n_2 - 1) s_2}{2} = \frac{820 - (20 - 1) 40}{2} = 30 \text{ мм}.$$

10. Уточняем некоторые расчетные величины. При значении  $s_1/d_1 = 6,7$  определяем по графику рис. 4. 19, а, что  $k_{s_1} = 1,67$ ; скорость газа  $v_\Gamma = 120 \frac{F_\Gamma}{F_\Gamma'} = 120 \frac{3100}{3044} = 122 \text{ м/сек}$ . Это незначительное изменение скорости, и его можно бы вовсе не учитывать.  $k_{s_2} = 1,7$ .

Уточняем величину  $h_1$  по формуле (4. 14):

$$h_1 = k_{s_1} d_1 \frac{v_\Gamma}{v_B} \sqrt{\frac{\gamma_\Gamma}{\gamma_B}} = 1,67 \cdot 12 \frac{122}{35} \sqrt{\frac{0,78}{0,567}} \approx 82 \text{ мм},$$

$$\frac{h_1}{d_1} = \frac{82}{12} \approx 6,8.$$

Уточняем  $h_2$  по формуле (4. 15). Угол атаки струй  $60^\circ$ :

$$h_2 = k_{s_2} \sin \alpha d_2 \frac{v_\Gamma}{v_B} \sqrt{\frac{\gamma_\Gamma}{\gamma_B}} = 1,7 \cdot 0,866 \cdot 5 \frac{122}{35} \sqrt{\frac{0,78}{0,567}} \approx 30 \text{ мм},$$

$$\frac{h_2}{d_2} = \frac{30}{5} = 6.$$

11. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4. 18):

$$D_{c_1} = 0,75 h_1 = 0,75 \cdot 82 = 61 \text{ мм},$$

$$D_{c_2} = 0,75 h_2 = 0,75 \cdot 30 = 22,5 \text{ мм}.$$

12. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4. 26) и (4. 27).

Между струями большого диаметра

$$t_1 = s_1 = 80 \text{ мм}, \quad t_1/D_{c_1} = \frac{80}{61} = 1,31;$$

$$t_2 = s_2 = 40 \text{ мм}, \quad t_2/D_{c_2} = \frac{40}{22,5} = 1,77.$$

Получившееся по расчету распределение струй газа в потоке воздуха приведено на рис. 5. 5. На нем видно, что струи распределены в потоке с зазорами и достаточно равномерно.

Расстояние от устья амбразуры (со стороны топки) до газовых выпускных отверстий нами рекомендуется делать не более 25 диаметров отверстий большого размера ( $l/d < 25$ ). При проектировании это расстояние принималось даже еще меньше. Так, например, в данной горелке это расстояние, как можно видеть на рис. 5. 5, составляло 175 мм, т. е. всего лишь 14,5 калибров. По графику на рис. 5. 6, построенному на основании экспериментальных исследований, можно видеть изменение концентрации газа вдоль оси струй

в зависимости от расстояния вдоль этой оси в калибрах газовыпускного отверстия. На нем приведены кривые перемешивания газа по оси для различных соотношений скоростей. Для пользования этим графиком необходимо знать отношение скорости газа к скорости воздуха и относительное расстояние от выпускных отверстий до устья амбразуры. В данном случае  $v_r/v_b = 122/35 \approx 3,5$  и относительное расстояние  $l/d = 175/12 = 14,5$ . На рис. 5. 6 видно, что при относительном расстоянии 14,5 все кривые почти сливаются

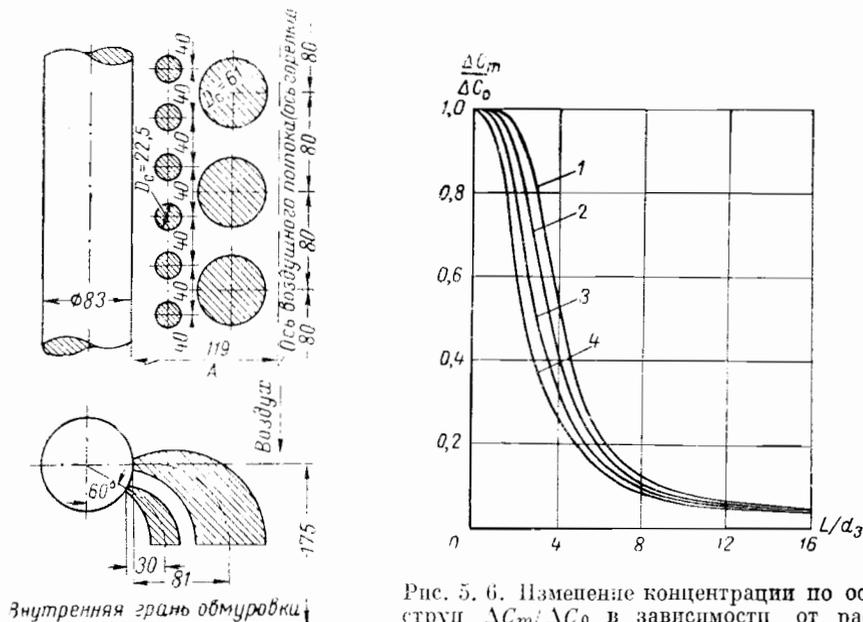


Рис. 5. 5. Распределение струй газа в воздушном потоке боковой газовой горелки.

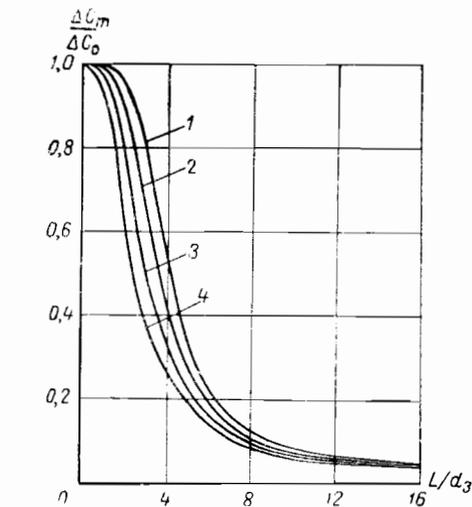


Рис. 5. 6. Изменение концентрации по оси струи  $\Delta C_m/\Delta C_0$  в зависимости от расстояния вдоль этой оси в калибрах начального размера струй  $L/d_3$ .

1 —  $v_2/v_1 = 5$ ; 2 —  $v_2/v_1 = 4$ ; 3 —  $v_2/v_1 = 3$ ; 4 —  $v_2/v_1 = 2$ .

между собой и на оси струй сохранится еще примерно 5% чистого газа, не смешавшегося с воздухом.

Расчитывая эти горелки, намеренно не стремились ускорить процесс перемешивания в горелке с тем, чтобы перенести его частично в факел пламени с целью удалить ядро факела от устья горелки и, следовательно, от экранных труб (ближе к центру топке) и придать факелу светимость.

Р. И. Эстеркин [161] отмечает, что горелки конструкции Оргэнергострой нашли широкое применение в топках котлов производительностью от 20 т/ч и выше и работают весьма устойчиво при изменении давления газа от 50 до 2000 мм вод. ст. Необходимое давление воздуха перед горелкой меньше 80 мм вод. ст. Горелки могут работать на холодном и подогревом до 300—350° С воздухе.

Испытания этих горелок показали, что они позволяют сжигать газ без потери тепла от химической неполноты горения.

Недостаток этих горелок — большая длина факела (до трех метров), в связи с чем их можно применять только в топках достаточно больших размеров. Следует сразу же сказать, что длина факела является результатом рассчитанного процесса перемешивания.

В этих горелках она может быть запроектирована любой — от 0,5 м до нескольких метров. Использование описываемого метода расчета горелок с принудительным дутьем позволяет, изменяя расстояние от устья амбразуры до газовыпускных отверстий и диаметр этих отверстий, совсем ликвидировать светимость факела пламени и завершить сжигание на коротком пути. Так, например, на Брянской ГРЭС, где струи глубже утоплены в амбразуре горелки, пламя в топке прозрачное, а результаты измерений хроматографом подтверждают отсутствие химической неполноты сжигания.

Опыт эксплуатации рассчитанных по данному методу горелок показывает, что не только они обеспечивают сжигание газа без потерь тепла от химической неполноты горения при малых избытках воздуха, но при желании в них можно создавать факел пламени различной длины и светимости.

#### РАСЧЕТ ЩЕЛЕВЫХ ГОРЕЛОК С ДВУСТОРОННЕЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

Горелочные устройства щелевой формы с двусторонней подачей газа встречаются довольно часто. Такая подача газа чаще применяется в комбинированных пылегазовых горелках, сконструированных на базе пылевых прямоточных горелок. В ряде котельных установок они применяются и как чисто газовые в виде боковых или подовых горелок. Необходимость двусторонней подачи газа может быть видна из второго примера. Уже при ширине воздушного канала  $A = 120$  мм для равномерного распределения струй в потоке воздуха, имеющем скорость  $v_b = 35$  м/сек, потребовалось повысить скорость до 120 м/сек. При большой ширине потока целесообразно не увеличивать скорость, а конструировать горелочные устройства с подачей газа с двух сторон струями большого размера ( $d \approx 18—20$  мм). В горелках с малой шириной воздушного канала такая подача газа позволит обойтись меньшими выходными скоростями и меньшими размерами газовыпускных отверстий.

В горелках с двусторонней подачей газа желательно на каждом газовом коллекторе сохранять принцип размещения отверстий, различающихся по диаметру. Это позволит сжигать газ при меньших значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha'$  и облегчит создание факела пламени различной светимости. Первое обстоятельство понятно: за счет более равномерного распределения большего числа струй разного размера по сечению воздушного потока действительно можно снизить подачу избыточного воздуха в горелку. Второе обстоятельство — создание факела различной светимости при использовании струй различного размера уже выше отмечалось. Подача

с двух сторон газовых струй из отверстий одного размера при достаточной ширине горелки потребует большего избытка воздуха и затруднит регулирование светимостью факела пламени.

При подаче струй газа двух размеров с обеих сторон горелки удастся обеспечить воспламенение и стабилизацию факела пламени за счет горючей смеси, образующейся по его краям при смешении в основном струй малого размера. Процесс смешения струй газа большого размера с воздухом при желании может быть в значительной степени перенесен в топку и, следовательно, факел пламени удлинится и приобретет светимость.

Горелку с двусторонней подачей газа можно организовать на струях одного размера. Однако и в этом случае горелочное устройство необходимо конструировать на базе расчета.

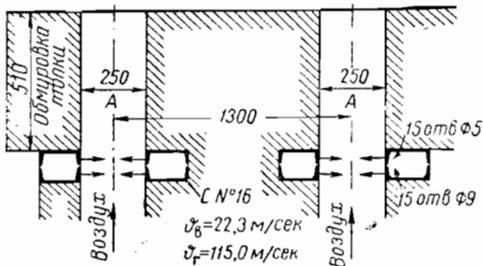


Рис. 5. 7. Горелочное устройство, встроенное в шахту пылевой горелки (первый вариант).

с двусторонней подачей газа. Покажем здесь лишь отличие в методике расчета горелки с двусторонней подачей от расчета горелки с односторонней подачей.

Примем, что все исходные данные для расчета горелки имеются.

Живое сечение для прохода воздуха разделяется по ширине  $A$  (см. рис. 5. 7) на шесть равных частей параллельными линиями.

Принимаем глубину проникновения струй большого диаметра с каждой стороны горелки, равной  $1/3 A$  ( $2/6 A$ ):

$$f_1 = 1/3 A. \quad (5. 18)$$

Задаемся выходной скоростью газа из отверстий, коэффициентом  $k_s$  и определяем диаметр отверстий большого размера по формуле (4. 17).

Если по формуле (4. 17) диаметр отверстий получается больше 20 мм, то нужно задаться увеличенной выходной скоростью газа и повторить расчет.

Глубина проникновения струй малого размера при одинаковых углах атаки и выходных скоростях газа

$$h_2 \approx 1/12 A. \quad (5. 19)$$

Если струи малого размера выходят не под тем же углом атаки, как струи большого размера (например, из круглого коллектора), то к значению глубины проникновения струй малого размера  $h_2$  необходимо еще добавить величину смещения отверстия от плоскости в которой оно было бы при угле атаки в  $90^\circ$ ; тогда  $h_2 = 1/12 A + b'$ , где  $b'$  — величина смещения отверстия. Для круглого коллектора  $b' = r_k - r_k \sin \alpha$  мм ( $r_k$  — наружный радиус газового коллектора). Для прямоугольного коллектора принимается просто смещение  $b'$  в мм.

Диаметр малых отверстий в данном случае, когда струи выходят с одинаковыми скоростями и одинаковыми углами атаки, может быть определен по формуле (4. 19):

$$d_{\min} = d_{\max} \frac{h_{\min}}{h_{\max}}$$

или

$$d_2 = d_1 \frac{h_2}{h_1} = d_1 \frac{1/12 A}{1/3 A} = 0,25 d_1.$$

Следовательно, диаметр отверстия для струй малого размера равен четверти диаметра отверстий для больших струй. Если же струи малого размера выходят в поток под другим углом атаки, чем струи большого размера, то их диаметр определяется по формуле (4. 17а), где  $h \approx 1/12 A - b'$ ,  $k_s = 1,7$  принимается для предварительного расчета;  $k_a$  определяется по графику, представленному на рис. 4. 19, б.

Дальше методика расчета горелки с двусторонней подачей газа ничем не отличается от методики расчета горелки с односторонней подачей газа.

При пуске котла с горелками, изображенными на рис. 5. 7, было установлено, что вентилятор, подающий воздух в топку котла, имеет небольшой напор  $\sim 50-40$  мм вод. ст. Газовые струи образовали в горелке как бы решетку и повысили сопротивление по тракту вторичного воздуха, что при таком малом напоре вентилятора не позволило пропустить через нее весь заданный расход воздуха.

Конструкторы ЦКБ Главстроймеханизации и станционный персонал вышли из положения, внося изменения в горелку первоначальной конструкции. Горелка окончательной конструкции приведена на рис. 5. 8, а. На нем видно, что с каждой стороны струи газовой камеры приварено под углом  $15^\circ$  по швеллеру (без одной полки), которые и являются новыми поверхностями газовой камеры. В каждой такой газовой камере сделано по 44 отверстия диаметром 4 мм и по 15 отверстий диаметром 10 мм. Направление струй в поток газа изменилось с  $90^\circ$  на угол атаки  $\alpha = 75^\circ$ . Шаг между отверстиями для малых струй составляет 20 мм ( $s/d = 5$ ), а для больших струй 60 мм. Выходная скорость газа принята равной 76 м/сек.

Эта горелка может рассчитываться и как устройство с односторонней подачей газа. За расход газа принимается половина расхода

и соответственно рассчитывается только одна половина горелки; эти же расчетные данные относятся и ко второй ее половине:

$$t_2 = s_2 = 18 \text{ мм}, \quad t_2/D_{c_2} = s_2/D_{c_2} = \frac{18}{18} = 1.$$

Только потому, что струи малы по абсолютному размеру, а в горелке расстояние от выхода газа до края амбразуры достаточно велико (510 мм), можно оставить такое не совсем удачное распределение газовых струй в воздушном потоке.

Получившееся распределение струй в воздушном потоке приведено на рис. 5.8б.

Горелочное устройство измененной конструкции (рис. 5.8, а) имеет ряд преимуществ по сравнению с горелочным устройством первоначальной конструкции. Прежде всего отклонение струй от направления, перпендикулярного (90°) к потоку всего лишь на 15°, позволяет значительно снизить сопротивление горелки, которое составляет теперь 35 мм вод. ст. при полной ее нагрузке. Затем установка полки под углом позволяет размещать на ней отверстия большего размера независимо от размера меньших отверстий. Организация плавного расширения не внесла дополнительных сопротивлений и способствовала вводу

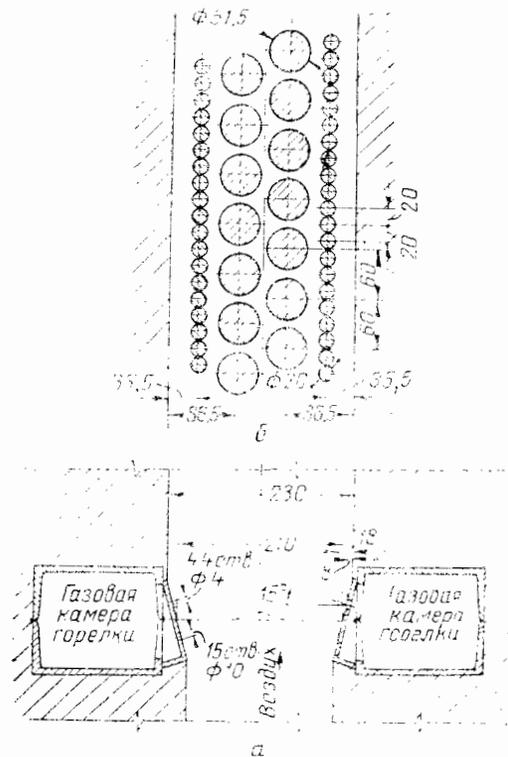


Рис. 5.8. Горелочное устройство, встроенное в шахту пылевой горелки, на топках котлов ПК-7 Брянской ГРЭС.

а — схема двусторонней подачи струй из газовых камер; б — распределение газовых струй в воздушном потоке по сечению амбразуры.

струй в поток с целью снижающейся среднерасходной скоростью. Наконец, необходимо отметить, что встроенная газовая часть не мешает нормальной работе горелки на пыли твердых топлив. По-видимому, и отверстия, отклоненные от запыленного потока, меньше засоряются при работе горелки на твердом топливе.

Топки четырех котлов к моменту их описания проработали уже более года с горелочным устройством, изображенным на рис. 5.8, а.

По эксплуатационным данным, полученным с Брянской ГРЭС, эти горелочные устройства работоспособны и надежны. Приборы не обнаруживают химическую неполноту сгорания газа. Испытания котла проводившиеся с анализом газов на хроматографе, показали, что при коэффициенте избытка воздуха за пароперегревателем  $\alpha_{\text{пл}} = 1,10$   $q_3 = 0,1 \div 0,2\%$ . Отмечается, что имел место пропуск горячего воздуха через неплотности шиберов дополнительных газовых горелок, установленных на боковых стенках верхней части топки для поддержания температуры перегрева пара. Так как заданный перегрев поддерживался основными горелками, то верхние горелки во время испытания не включались.

В связи с этим эксплуатационный персонал станции считает, что коэффициент  $\alpha_{\text{пл}}$  мог быть доведен до еще меньшего значения.

Наблюдение за горением газа в топке показало, что пламя прозрачное.

Можно сделать вывод, что как в топках котлов тепловых станций системы Менэнерго, так и на Брянской ГРЭС горелки, рассчитанные по методике, разработанной в Институте энергетики АН ЭССР [57], обеспечивают практически полное сжигание газа при минимальных избытках воздуха, что доказано в результате длительной их эксплуатации на котлах различной производительности и разных конструкций.

Важно отметить, что методика расчета позволяет проанализировать причины неудовлетворительной работы газовых горелок. С этой целью рассмотрим газовую горелку типа ТКЗ, приведенную на рис. 5.9. Она представляет собой неворонный короб с направляющими лопатками для выравнивания скоростного поля воздушного потока перед двумя вертикальными газовыми коллекторами диаметром 133 × 4 мм, установленными перед обмуровкой котла. Каждый коллектор имеет 130 отверстий диаметром 6 мм, расположенных в два ряда в шахматном порядке под углом в 45° и 30° к горизонтальной оси горелки. В данном случае они совпадают с углами атаки струй. Производительность горелки по газу 1700 м<sup>3</sup>/ч. Расчетная скорость выхода газа из отверстий горелки 42,5 м/сек. Температура воздуха 210°С; температура газа 2°С. Скорость воздуха в узком сечении амбразуры 20,2 м/сек. Высота коллектора  $H = 1276$  мм.

Эти горелки были установлены на котле фирмы «Борзиг» паропроизводительностью 75 т/ч, в топке которого сжигался природный газ Шебалинского месторождения.

Бригада ОРГРЭС под руководством А. А. Авдеевой [4] провела на котле шесть опытов. Испытания показали, что при коэффициенте избытка воздуха за пароперегревателем  $\alpha_{\text{пл}} = 1,03$  потери тепла с химическим недожогом составляли 6,4%. При этом котел сильно дымил. Пламя у горелок темное, плотное. Горение затягивалось в пароперегреватель. При увеличении коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{\text{пл}}$  до 1,16—1,19 потери тепла с химическим недожогом снижались до 1,2—2%.

В области устья горелок пламя плотное, непрозрачное, выше горелок топка просматривается насквозь.

С помощью разработанной методики расчета определим причины неудовлетворительной работы горелки (недожог газа) и предложим

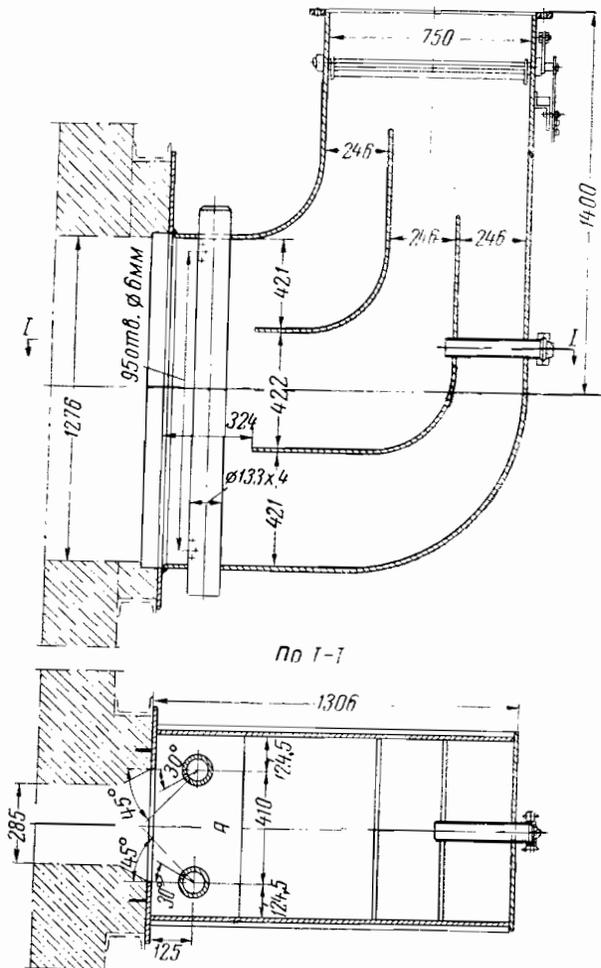


Рис. 5. 9. Щелевая газовая горелка типа ТКЗ с вертикальными стойками производительностью по газу 1700 м<sup>3</sup>/ч.

минимально необходимые изменения, позволяющие ликвидировать потери газа от химической неполноты сгорания без переделки всей конструкции горелки.

Прежде всего определим некоторые неизвестные еще величины:

$$\gamma_{\text{в}} = \gamma_0 \frac{273}{273 + t_{\text{в}}} = 1,293 \frac{273}{273 + 210} \approx 0,73 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес газа Шебелинского месторождения

$$\gamma_{\text{г}} = \gamma_{\text{ог}} \frac{273}{273 + t_{\text{г}}} = 0,79 \frac{273}{273 + 2} \approx 0,785 \text{ кг/м}^3.$$

Так как струи развиваются в широком сечении горелки, а известна лишь среднерасходная скорость воздуха в узком сечении амбразуры (см. рис. 5. 9), то необходимо определить скорость воздуха и в широком сечении горелки:

$$v_{\text{в}} = v_{\text{уз}} \frac{F_{\text{уз}}}{F_{\text{шир}}} = 20,2 \frac{1276 \cdot 285}{1276 (410 + 2 \cdot 124,5)} \approx 8,75 \text{ м/сек.}$$

Определяем путем расчета, какое в испытанной горелке имеется начальное распределение струй газа в потоке воздуха.

1. Определяем абсолютный и относительный шаг между отверстиями по формулам (4. 22) и (4. 23).

Между отверстиями под углом атаки в 45°

$$s = \frac{H}{n+1} = \frac{1276}{95+1} = 13,3 \text{ мм}, \quad \frac{s}{d} = \frac{13,3}{6} = 2,2.$$

Уже этот первый расчет показывает, что между газовыпускными отверстиями принят очень малый шаг. При таком шаге струи будут сливаться сразу же при выходе из коллектора, что уменьшит их глубину проникновения и резко ухудшит смесеобразование.

2. Определяем по формуле (4. 15) глубину проникновения в поток воздуха струй газа, имеющих углы атаки в 45 и 30° при скорости газа (по данным испытания)  $v_{\text{г}} = 34,3 \text{ м/сек.}$

При угле атаки в 45°

$$h_1 = k_s \sin 45^\circ d \frac{v_{\text{г}}}{v_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{г}}}{\gamma_{\text{в}}}} = 1,5 \cdot 0,707 \cdot 6 \frac{34,3}{8,75} \sqrt{\frac{0,785}{0,73}} \approx 26 \text{ мм.}$$

При угле атаки в 30°

$$h_2 = k_s \sin 30^\circ d \frac{v_{\text{г}}}{v_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{г}}}{\gamma_{\text{в}}}} = 1,5 \cdot 0,5 \cdot 6 \frac{34,3}{8,75} \sqrt{\frac{0,785}{0,73}} \approx 18,5 \text{ мм.}$$

Фактически глубина проникновения струй в воздушный поток будет еще меньше, так как необходимо вычесть еще поправку  $b'$ , равную смещению отверстий от их положения при угле атаки в 90°:

$$b'_1 = r_{\text{к}} - r_{\text{к}} \sin 45^\circ = \frac{133}{2} - \frac{133}{2} \cdot 0,707 \approx 19,5 \text{ мм},$$

$$b'_2 = r_{\text{к}} - r_{\text{к}} \sin 30^\circ = \frac{133}{2} - \frac{133}{2} \cdot 0,5 = 33 \text{ мм},$$

$$h_1 = h_{1 \text{ рас}} - b'_1 = 26 - 19,5 = 6,5 \text{ мм},$$

$$h_2 = h_{2 \text{ рас}} - b'_2 = 18,5 - 33 = -14,5 \text{ мм},$$

(если считать от образующей вдоль поверхности, с которой струи газа выходили бы в поток под углом  $\alpha = 90^\circ$ ).

Расчет показывает, что струи, выходящие из отверстий под углом в  $45^\circ$ , входят в поток на глубину примерно 6,5 мм, а струи под углом в  $30^\circ$  практически двигаются с потоком вдоль стенки амбразуры. Расчет устанавливает, что струи в потоке размещены неудачно. Все струи по выходе из отверстий коллектора сливаются между собой и образуют к устью полосу смеси газа с воздухом шириной не более 10 мм на ступоу, в то время как воздух проходит сечением шириной 285 мм, т. е. примерно в 15 раз большим.

Приведенные здесь краткие расчеты позволили установить основные причины неудовлетворительной работы горелки: в ней нарушен процесс распределения газа в потоке воздуха и ухудшен процесс смешения его с воздухом. Неудовлетворительное распределение газа в потоке воздуха в горелке привело к тому, что по краям амбразуры движется газ, а по всей основной площади сечения горелки проходит воздух. Вследствие этого факел пламени получился светящийся, длинный и затягивался в пароперегреватель.

Из анализа неудовлетворительной работы горелки вытекают и рекомендации по ее исправлению. Необходимо, во-первых, увеличить шаг между отверстиями; во-вторых, увеличить глубину проникновения струй газа в поток воздуха применением отверстий большего размера.

Так как ширина горелки довольно большая (между коллекторами 285 мм), то нельзя обеспечить равномерное распределение струй по всему сечению воздушного потока, а можно лишь улучшить это распределение. Конструкцию горелки оставим в существующем виде, а изменим только размеры отверстий и угол атаки струй, приняв  $60^\circ$  вместо  $45^\circ$ . Угол атаки струй из отверстий второго ряда оставим прежним, т. е.  $30^\circ$ .

Оставив без изменения выходящую скорость газа для увеличения глубины проникновения струй можно изменить диаметр отверстий на обоих газопроводах с 6 на 12 мм.

Предоставив возможность этот расчет горелки сделать читателю самому, руководствуясь приведенной выше схемой.

### РАСЧЕТ ПОДОВЫХ ГОРЕЛОК

При переводе котлов со слоевыми топками производительностью 5—35 т/ч пара на длительное сжигание газа довольно широкое пространство получают горелки, устанавливаемые на колосниковой решетке — так называемые подовые горелки. Своим названием они получили от места установки на колосниковой решетке или в поду печи. Такие горелки являются одной из разновидностей щелевых горелок с принудительной подачей воздуха. В котлах паропроизводительностью менее 10 т/ч они могут и не иметь принудительной подачи воздуха.

На рис. 5. 10 приведены некоторые конструкции щелевых подовых горелок. На нем можно видеть, что коллектор горелки представляет собой трубу диаметром 2—2,5", в которой просверлены

два ряда отверстий диаметром 3—5 мм. Огневой канал горелок представляет собой кирпичные каналы прямоугольного сечения. Подвод воздуха осуществляется снизу через существующую систему воздухопроводов под колосниковую решетку равномерно по всей длине канала. Равномерность распределения воздуха по отдельным горелкам недостаточна. Если площадь живого сечения решетки не превышает 15% от всей площади, то неравномерность распределения воздуха по горелкам допустима. В случае неудачного подвода воздуха под решетку для выравнивания расхода воздуха сечение решетки перекрывается дополнительной сеткой или листом, имеющим отверстия под газовыми коллекторами.

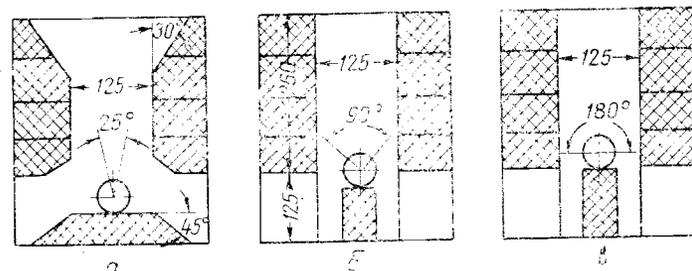


Рис. 5. 10. Щелевые подовые горелки для паровых котлов. а — горелка с конической шелью конструкции Украинпротомгаз (коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{\min} = 1,16$ , длина факела  $l_{\text{ф}} = 1500$  мм); б и в — горелки с прямой шелью конструкции ИИТ АН УССР: б —  $\alpha_{\min} = 1,16$ ,  $l_{\text{ф}} = 1000$  мм; в —  $\alpha_{\min} = 1,06$ ,  $l_{\text{ф}} = 600$  мм.

Раскаленные кирпичные стенки огневого канала стабилизируют горение и увеличивают количество тепла, отданное радиацией теплопринимающей поверхности.

В горелке конструкции Украинпротомгаз вместо плоской конфузор в нижней части и плоский диффузор вверху (рис. 5. 10, а). Угол между рядами отверстий  $25^\circ$ .

Исследования, выполненные под руководством И. Я. Сызганов в Институте использования газа АН УССР, позволили улучшить характеристику подовых горелок и упростить их конструкцию. Вместо фасонных кирпичей предлагаются горелки с прямыми щелями. Отверстия диаметром 4 мм также просверлены в два ряда, но под углом в  $90^\circ$  между рядами при подаче холодного или горячего воздуха и под углом в  $180^\circ$  только при холодном воздухе. Рекомендуются оптимальные выходные скорости природного газа 40—80 м/сек, а воздуха 4—8 м/сек (в плоскости коллектора). Для нормальной работы горелки желательно поддерживать давление газа 500—1000 мм вод. ст. Рекомендуемое давление воздуха перед горелкой 60—100 мм вод. ст. Опыты, проведенные И. Я. Сызганом, показали, что оптимальный шаг между отверстиями равен 5—6 капабрам. Р. Н. Эстерлини [161] на основе опыта эксплуатации водо-



вых горелок в Ленинграде рекомендует относительный шаг между отверстиями 5—8.

Пример установки подовых горелок в котле ДКВ показан на рис. 5. 11, а в топковнике печи на рис. 5. 12.

Работа подовых горелок определяется выбором основных конструктивных и режимных параметров: размеров горелки и огневого канала (ширина канала, шаг и диаметр огневых отверстий) и глубины проникновения струй в поток воздуха.

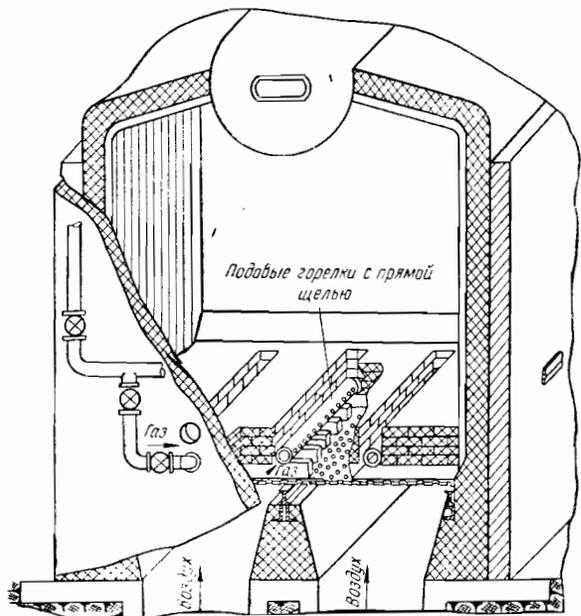


Рис. 5. 11. Схема установки подовых горелок в котле ДКВ-2,5.

Оптимальная ширина огневого канала в каждом конкретном случае определяется глубиной проникновения газовых струй, выходящих в поперечный поток воздуха. Полнота сгорания газа, коэффициент избытка воздуха, область ядра горения, длина факела, величина отдачи тепла излучением и другие показатели подовых горелок определяются, так же как для щелевых горелок, процессами распределения газа в поперечном потоке воздуха и смешения газа с воздухом в огневом канале. Все это поддается расчету.

Подовые горелки могут быть двухрядные и четырехрядные. Последние могут использоваться при несколько большей ширине огневого канала и в особенности, когда желательно обойтись меньшим числом горелок и организовать процесс сжигания газа с небольшими избытками воздуха в топке. В четырехрядной горелке отверстия просверлены под углом между рядами в 90 и 180°.

Особое внимание должно быть обращено на выбор числа горелок. Желательно иметь возможно меньшее число горелок, так как при этом сокращается количество арматуры, уменьшаются монтажные работы и упрощается и облегчается эксплуатация горелок. Следует, однако, учитывать, что малое число горелок при большой площади колосниковой решетки создает неравномерное распределение температуры в горизонтальном сечении топки котла. Горелки следует располагать так, чтобы под топку был равномерно разогрет и тем самым воспроизводил характер раскаленного слоя твердого топлива. Р. И. Эстеркин [161] не рекомендует устанавливать более пяти горелок на котел, а И. Я. Сигал [132] отмечает, что в котлах средней производительности обычно устанавливают от трех до восьми горелок. Когда паровые котлы можно обслуживать с фронта, для котлов малой производительности (до 10 т/ч пара) рекомендуется [132] выбирать две-три горелки (по числу топочных дверок котла), располагая их в центре проема топочной дверки. Для отопительных котлов типа Ревокатова, Надточия и др., а также для вертикальных котлов Шухова принимается одна горелка.

Возможна установка горелок при вводе их с боковых стенок котла. Во избежание выхода пода из строя расстояние между двумя соседними горелками нельзя делать меньше 500 мм и больше 1250 мм во избежание нарушения равномерности температуры пода. Ширина щели не должна превышать 200 мм. Для равномерного распределения газа по длине горелки суммарная площадь всех газовых отверстий должна быть значительно меньше площади поперечного сечения коллектора. Для обеспечения равномерной выходной скорости газа из отверстий в сечении коллектора желательно иметь скорость меньше 30 м/сек и площадь газовых отверстий как можно меньше по сравнению с площадью коллектора. Расстояние между стеной топки и щелью горелки должно быть больше 350—400 мм [161].

При переводе на газ промышленных котлов ленинградских предприятий выходная скорость сланцевого газа из отверстий принималась 100 м/сек, а природного газа 40—80 м/сек.

Методика расчета двухрядных горелок. Расчет будем производить согласно схеме на рис. 5. 13, полагая, что все исходные данные для расчета имеются.

1. Выбираем число горелок с учетом приведенных выше соображений.

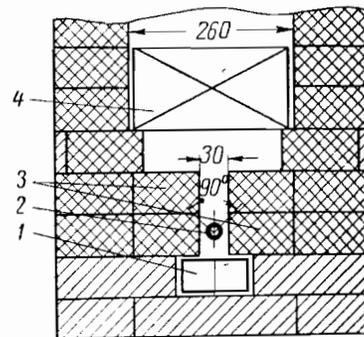


Рис. 5. 12. Схема установки подовой горелки в топковнике печи. 1 — короб подвода воздуха; 2 — подовая горелка; 3 — стенки огневого канала; 4 — насадка.

2. Определяем требуемый расход газа через горелку  $V_r$  в  $м^3/ч$  для паровых котлов по формулам (3. 19) и (3. 20), а для водогрейных по формуле

$$V = \frac{q_{уд} H_K}{Q_H \eta_K n} м^3/ч, \quad (5. 20)$$

где  $q_{уд}$  — удельный теплосъем с  $1 м^2$  поверхности нагрева; для котлов различных систем, работающих на газе,  $q_{уд} = (8 \div 12) 10^3 ккал/м^2 \cdot ч$  [132];  $H_K$  — поверхность нагрева котла.

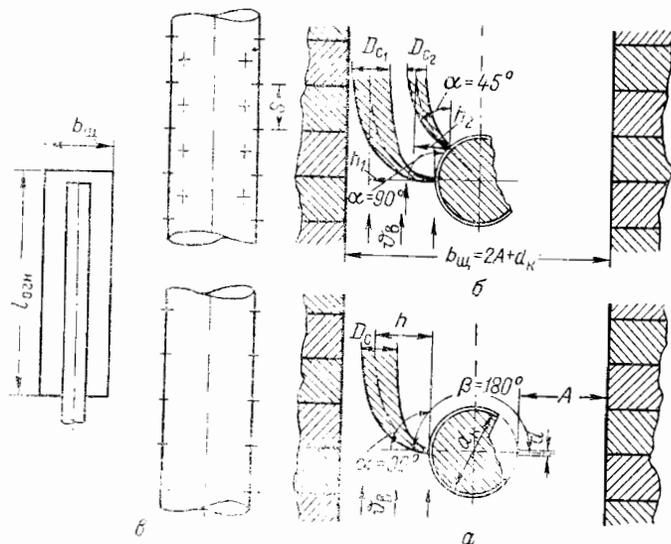


Рис. 5. 13. Расчетная схема подовой горелки с прямой щелью.

*a* — для двухрядной горелки; *б* — для четырехрядной горелки; *в* — схема размещения отверстий на коллекторе.

3. Выбираем диаметр газового коллектора. Задаемся скоростью газов в коллекторе горелки и определяем внутренний диаметр коллектора по формуле

$$d_{к. вн} \approx \sqrt{\frac{4B}{3600 \pi v_K}} \quad (5. 21)$$

или, приняв скорость газа в коллекторе  $v_K = 20$  или  $30 м/сек$ , получим, что внутренний диаметр коллектора

$$d_{к. вн} = 3,4 \div 4,2 \sqrt{B} мм. \quad (5. 22)$$

Рекомендуется выбирать близкие к расчетным размерам трубы диаметром 2; 2,5; 3''.

4. Выбираем угол между рядами отверстий  $\beta = 2 \alpha$ . Он может изменяться от  $90$  до  $180^\circ$ . Следовательно, угол  $\alpha$  изменяется в подо-

вых горелках от  $45$  до  $90^\circ$ . Если имеется воздухоподогреватель, то угол  $\beta$  рекомендуется принимать равным  $90^\circ$  или близким к нему; при подаче холодного воздуха, в особенности для низких топок,  $\beta = 180^\circ$ . Можно принимать любое промежуточное значение этого угла в указанных пределах, но при этом нужно помнить, что высота факела будет несколько различаться. Для того чтобы газ сжигался при одинаковых избытках воздуха, горелки должны рассчитываться на конкретные условия с учетом всех отмеченных выше параметров.

5. Задаемся тепловой нагрузкой на  $1 пог. м$  длины щели ( $Q'$ ). Так, по данным И. Я. Сигала она составляет:  $(2000 \div 3000) 10^3 ккал/м \cdot ч$  для котлов средней производительности с высотой топки более  $3 м$ ;  $(1000 \div 1500) 10^3 ккал/м \cdot ч$  для котлов малой производительности с высотой топки до  $3 м$ ;  $(200 \div 400) 10^3 ккал/м \cdot ч$  для отопительных котлов, работающих на газе низкого давления.

6. Определяем длину огневой части горелки (см. схему на рис. 5. 13, *в*):

$$l_{огн} = \frac{B Q_H'}{Q'}. \quad (5. 23)$$

7. Задаемся тепловым напряжением  $q$  огневой сечении горелки, равного площади щели  $b_{щ} \cdot l_{огн}$  (см. рис. 5. 13, *в*). Рекомендуется принимать  $q$ , равным  $(1500 \div 2000) 10^4 ккал/м^2 \cdot ч$  для котлов средней производительности с высотой топки более  $3 м$ ;  $(1000 \div 1500) \times 10^4 ккал/м^2 \cdot ч$  для котлов малой производительности с высотой топки до  $3 м$ ;  $(250 \div 400) 10^4 ккал/м^2 \cdot ч$  для отопительных котлов, работающих на газе низкого давления [132].

8. Определяем ширину щели:

$$b_{щ} = \frac{B}{l_{огн}} \frac{Q_H'}{q_{огн}} м. \quad (5. 24)$$

При расчете расхода воздуха на одну горелку с отверстиями, просверленными под углом в  $90^\circ$ , рекомендуется в работе [132] принимать  $\alpha' = 1,10$ ; при угле между рядами отверстий  $180^\circ$   $\alpha' = 1,05$ .

9. Расход воздуха на одну горелку определится по формуле

$$V_B = \alpha' L_0 B м^3/ч.$$

10. Определяем скорость воздуха в узком сечении щели (см. схему на рис. 5. 13, *а*):

$$v_B = \frac{V_B}{3600 l_{огн} (b_{щ} - d_K)} м/сек. \quad (5. 25)$$

11. Определяем глубину проникновения струй газа в поперечный поток воздуха в узком сечении щели, равном  $A$  (см. схему на рис. 5. 13, *а*).

Для двухрядной горелки

$$h = 0,5 A = 0,5 \frac{b_{\text{ш}} - d_{\text{к}}}{2}, \quad (5. 26)$$

где  $A = \frac{b_{\text{ш}} - d_{\text{к}}}{2}$  мм. При этом струя будет находиться в центре узкого сечения щели, что соответствует условиям оптимального смещения газа со всем окружающим ее воздухом.

Для четырехрядной горелки принимаем глубину проникновения струй первого ряда по формуле (5. 7)

$$h_1 = \frac{2}{3} A + b'_1 = \frac{2}{3} \frac{b_{\text{ш}} - d_{\text{к}}}{2} + b'_1.$$

Глубину проникновения струй второго ряда определяем по выражению

$$h_2 = \frac{1}{6} A + b'_2.$$

В этих формулах  $b'_1$  и  $b'_2$  — величины смещения отверстий от плоскости, в которой они находились бы при угле атаки струй в  $90^\circ$ .

12. Задаемся выходной скоростью газа из отверстий и определяем диаметры отверстий по формуле (4. 17а) или (4. 17б)

$$d_1 = \frac{h_1 v_{\text{в}}}{k_{s_1} v_{\text{г}} \sin \alpha_1} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{г}}}}, \quad d_2 = \frac{h_2 v_{\text{в}}}{k_{s_2} v_{\text{г}} \sin \alpha_2} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{г}}}}.$$

В этих формулах  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — углы атаки струй первого и второго рядов.

При расчете принимаем предварительно, что  $s/d = 6$ , а  $k_s = 1,7$ .

При угле  $\beta$  между рядами отверстий в  $180^\circ$  ( $\alpha = 90^\circ$ ) диаметр определяется по формуле (4. 17).

13. Определяем общую площадь отверстий для струй газа по формуле (5. 12):

$$F_{\text{г}} = \frac{B \cdot 10^6}{3600 \tau_{\text{г}}} \frac{273 + t_{\text{в}}}{273} \text{ мм}^2.$$

14. Если рассчитывается четырехрядная щелевая подовая горелка (два ряда отверстий большего и меньшего диаметра с каждой стороны), то общая площадь для выхода газа распределяется между отверстиями двух размеров по формулам (5. 13) и (5. 14):

$$F_{\text{б}}' \approx 0,7 F_{\text{г}} \text{ и } F_{\text{м}} = F_{\text{г}} - F_{\text{б}} \text{ или } F_{\text{м}} \approx 0,3 F_{\text{г}}.$$

Тогда число отверстий для струй каждого ряда определяется по формулам (5. 15) и (5. 16).

Число отверстий первого ряда по ходу воздуха (под бдльшим углом атаки)

$$n'_1 = \frac{F_{\text{б}}}{f_{\text{б}}};$$

число отверстий второго ряда

$$n'_2 = \frac{F_{\text{м}}}{f_{\text{м}}},$$

где  $f_{\text{б}} = \frac{\pi d_1^2}{4}$ ;  $f_{\text{м}} = \frac{\pi d_2^2}{4}$ ;  $f_{\text{б}}$  и  $f_{\text{м}}$  — площади отверстий первого и второго рядов.

Если рассчитывается двухрядная горелка, то вся площадь приходится на отверстия одного размера; тогда число отверстий определяется по формуле

$$n' = \frac{F_{\text{г}}}{f_0},$$

где  $f_0 = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 d^2$  (площадь одного отверстия); принимается обычно четное число отверстий.

15. Число отверстий на каждой стороне коллектора будет в два раза меньше:

$$n = \frac{n'}{2}.$$

16. Определяем абсолютный и относительный шаг по формулам (4. 22) и (4. 23):

$$s = \frac{H}{n+1} \text{ и } \frac{s}{d} = \frac{H}{(n+1)d}.$$

Здесь длина коллектора  $H = l_{\text{орг}}$  — зазор (см. рис. 5. 13, в).

Если относительный шаг между отверстиями оказывается больше или меньше рекомендуемых значений, то изменяются скорость газа, размер отверстий и делается расчет снова. Если шаг между отверстиями получился в пределах рекомендуемых значений, то расчет продолжается дальше в следующей последовательности.

17. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4. 18):

$$D_{c_1} = 0,75 h_1, \quad D_{c_2} = 0,75 h_2.$$

18. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке вдоль коллектора по формулам (4. 26) и (4. 27).

Желательно, чтобы струи распределялись в потоке с зазором.

19. Проверяем суммарную площадь отверстий.

Для двухрядной горелки

$$n f_0 = \frac{n \pi d^2}{4} < \frac{\pi}{4} d_{\text{к. вн}}^2.$$

Для четырехрядной горелки

$$n_1 f_{\text{б}} + n_2 f_{\text{м}} = \frac{n_1 \pi}{4} d_1^2 + \frac{n_2 \pi}{4} d_2^2 < \frac{\pi}{4} d_{\text{к. вн}}^2.$$

Площадь всех отверстий должна быть меньше площади сечения коллектора; желательно, чтобы она не превышала 20% этой площади.

20. Требуемое давление газа в коллекторе (с некоторым запасом)

$$p_r = \zeta \frac{\gamma_r v_r^2}{2g} \approx 0,1 \gamma_r v_r^2 \text{ мм вод. ст.} \quad (5.27)$$

Горелки надежно работают при давлении газа в коллекторе от 10 до 3000 мм вод. ст.

### Пример расчета

Требуется рассчитать подовые горелки к котлу ДКВР-10/13, переводимому с твердого топлива на сжигание природного газа Дашавского месторождения. Для удобства монтажа и обслуживания горелок число их принимается равным числу топочных дверок:  $n_r = 3$  горелки.

Приняв температуру обратной воды  $t_{\text{пнт}} = 70^\circ \text{C}$  (теплосодержание  $i_{\text{пнт}} = 70 \text{ ккал/кг}$ ) и к. п. д. котла  $\eta_k = 0,86$ , определяем расход газа через горелку по формуле (3. 20):

$$B = \frac{D_k (i_{\text{пс}} - i_{\text{пнт}})}{Q_{\text{H}}^p \eta_k n_r} = \frac{10000 (666,2 - 70)}{8450 \cdot 0,86 \cdot 3} = 274 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Приняв скорость газа в коллекторе 30 м/сек (несколько больше рекомендуемой), определяем диаметр коллектора по формуле (5. 22):

$$d_{\text{к. вк}} \approx 3,4 \sqrt{B} = 3,4 \sqrt{274} \approx 3,4 \cdot 16,5 = 56 \text{ мм.}$$

Принимаем, что коллекторы горелок будут изготовлены из стальной трубы 51/3 (ГОСТ 8732-58).

Задавись тепловой нагрузкой на 1 пог. м длины щели  $Q' = 2000 \cdot 10^3 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч}$ , определяем длину щели по формуле (5. 23):

$$l_{\text{огн}} = \frac{B Q_{\text{H}}^p}{Q'} = \frac{274 \cdot 8450}{2000 \cdot 10^3} \approx 1,15 \text{ м.}$$

Выбираем тепловое напряжение огневого сечения горелки  $q_{\text{огн}} = 1600 \cdot 10^4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$  и определяем ширину щели по формуле (5. 24):

$$b_{\text{щ}} = \frac{B Q_{\text{H}}^p}{l_{\text{огн}} q_{\text{огн}}} = \frac{274 \cdot 8450}{1,15 \cdot 1600 \cdot 10^4} = 0,125 \text{ м} = 125 \text{ мм.}$$

Расход воздуха через горелку

$$V_{\text{в}} = \alpha' L_0 B = 1,05 \cdot 9,5 \cdot 274 = 2740 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Скорость воздуха в узком сечении щели определяется по формуле (5. 25):

$$v_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{3600 l_{\text{огн}} (b_{\text{щ}} - d_{\text{с}})} = \frac{2740}{3600 \cdot 1,15 (0,125 - 0,057)} = 9,7 \text{ м/сек.}$$

Решаем установить четырехрядную щелевую подовую горелку. Угол между первыми рядами отверстий  $\beta = 150^\circ$ , а между вторыми  $90^\circ$ . Уменьшение суммарного угла со  $180$  до  $150^\circ$  ( $\alpha_1 = 75^\circ$ ) позволит снизить сопротивление горелки по воздушному тракту. Добавление еще одного ряда отверстий под углом  $\alpha_2 = 45^\circ$ , помимо того, что также будет способствовать снижению сопротивления прохождению воздуха, еще позволит не только равномернее распределить газ по сечению воздушного потока, но и при прочих равных условиях сжигать его с меньшими избытками воздуха.

Определяем глубину проникновения струй газа первого ряда в поток воздуха по формуле (5. 7):

$$h_1 = \frac{2}{3} A + b' = \frac{2}{3} \frac{b_{\text{щ}} - d_{\text{к}}}{2} + 1,0 = \frac{2}{3} \frac{125 - 57}{2} + 1,0 = 22,5 + 1,0 = 23,5 \text{ мм,}$$

$$b' = \frac{d_{\text{к}}}{2} - \frac{d_{\text{к}}}{2} \sin \alpha = \frac{57}{2} - \frac{57}{2} \sin 75^\circ = 1,0 \text{ мм.}$$

Глубина проникновения в поток струй второго ряда определяется из выражения

$$h_2 = \frac{1}{6} A + b'_2 = \frac{1}{6} \frac{b_{\text{щ}} - d_{\text{к}}}{2} + 8,5 = \frac{1}{6} \frac{125 - 57}{2} + 8,5 = 5,7 + 8,5 = 14,2 \text{ мм,}$$

$$b'_2 = \frac{d_{\text{к}}}{2} - \frac{d_{\text{к}}}{2} \sin 45^\circ = \frac{57}{2} - \frac{57}{2} \cdot 0,707 = 8,5 \text{ мм.}$$

Задаемся выходной скоростью газа из отверстий  $60 \text{ м/сек}$  и определяем диаметр отверстий первого ряда (угол атаки  $\alpha = 75^\circ$ ) по формуле (4. 176):

$$d_1 = \frac{h_1 v_{\text{в}}}{k_{\text{с}} v_{\text{r}} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{r}}}} = \frac{23,5 \cdot 9,7}{1,7 \cdot 60 \cdot 0,966} \sqrt{\frac{1,2}{0,68}} \approx 2,31 \cdot 1,33 \approx 3,08 \text{ мм.}$$

Удельные веса воздуха и газа при  $20^\circ \text{C}$  и  $760 \text{ мм вод. ст.}$ :

$$\gamma_{\text{в}} = \gamma_0 \frac{273}{273 + t_{\text{в}}} = 1,293 \frac{273}{273 + 20} \approx 1,2 \text{ кг/м}^3,$$

$$\gamma_{\text{r}} = \gamma_{\text{ог}} \frac{273}{273 + t_{\text{r}}} = 0,73 \frac{273}{273 + 20} \approx 0,68 \text{ кг/м}^3.$$

Округляя, принимаем диаметр отверстий  $d_1 = 3,2 \text{ мм}$ .

Диаметр отверстий второго ряда (угол атаки  $\alpha = 45^\circ$ ) определяем также по формуле (4. 176):

$$d_2 = \frac{h_2 v_{\text{в}}}{l_{\text{с}2} v_{\text{r}} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{r}}}} = \frac{14,2 \cdot 9,7}{1,7 \cdot 60 \cdot 0,707} \sqrt{\frac{1,2}{0,68}} \approx 1,91 \cdot 1,33 \approx 2,54 \text{ мм.}$$

Останавливаемся на размере отверстий  $d_2 = 2,5 \text{ мм}$ .



бенностей котла. В зависимости от размещения устройств для подачи в топку твердого топлива горелки могут обслуживаться с фронтальной или боковой стенок котла.

Схемы размещения горелок в топках котлов приведены на рис. 5. 15.

Подовые горелки с прямой щелью проверены в эксплуатации в ряде мест, в том числе на ТЭЦ фабрики «Красное Знамя» в Ленинграде при сжигании сланцевого и смеси сланцевого газа с природным при изменении теплотворности от 3200 до 5000 ккал/м<sup>3</sup>. Испытывались горелки с двумя типами газовых коллекторов с двумя и четырьмя рядами отверстий конструкции Промэнергогаз. Обе конструкции горелок установлены под однотипными котлами произво-

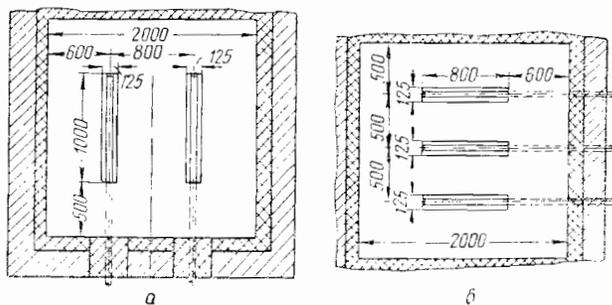


Рис. 5. 15. Схемы размещения подовых горелок в топках котлов (план).

*a* — установка горелок с выводом на фронт котла; *b* — установка горелок с выводом на боковую стенку котла.

дительно 10 м/ч фирмы «Штейнмюллер». Коллектор горелки выполняется из обычной трубы диаметром 2—2,5". В трубе просверлены отверстия под углом в 90 или 180° или и те и другие. Диаметр отверстий выбирается расчетом от 3 до 5 мм.

Переоборудование топки при установке подовых горелок не требует больших переделок и может быть осуществлено силами предприятия. За время длительной работы топки на холодном дутье разрушения пода и щелей не наблюдалось, хотя они выложены из огнеупорного кирпича класса Б. Несмотря на высокие температуры пода, температура трубы горелки, охлаждаемой воздухом, низка и за длительный период эксплуатации (больше года) горелка не имеет каких-либо деформаций [161]. Исследования И. Я. Сигала показали, что максимальные температуры в отдельных точках поверхности коллектора доходили до 530°С при угле атаки струй 90° ( $\beta = 180^\circ$ ) и 330°С при угле атаки 45° ( $\beta = 90^\circ$ ). Температура стенок рассчитанных горелок будет ниже благодаря прослойке воздуха между стенкой коллектора и газовыми струями в потоке.

Кроме того, рассчитанные горелки на всех режимах сохраняют оптимальные условия смешения, и регулирование режима их работы

осуществляется только изменением давления газа и количества воздуха, подаваемого под решетку.

Имеющийся опыт применения подовых горелок (с 1948—1950 гг. ВТИ, Оргэнерго, Киевэнерго, в 1956 г. Укрэнергокоммунаэнерго и в последние годы ИИГ АН УССР и Промэнергогаз) позволил отчетливо выявить их следующие положительные качества: простоту и надежность работы; стабильную работу горелки при давлении газа от 10 до 3000 мм вод. ст.; дешевизну и возможность перевода топок котлов на газ силами предприятия, экономичное сжигание газа без потерь от химической неполноты сгорания.

Представляется целесообразным испытать рассчитанные четырехрядные горелки с просверленными отверстиями под углами в 90 и 150°. Следует проверить, не позволят ли они обеспечить полноту сжигания газа в топке без принудительной подачи воздуха за счет разрежения в топке и эжекции воздуха газовыми струями. Кроме того, такие горелки обладают небольшим сопротивлением по тракту воздушного потока и имеют принципиальные преимущества по сжиганию газа с меньшими избытками воздуха в топке, чем двухрядные подовые горелки.

#### РАСЧЕТ ЩЕЛЕВЫХ ГОРЕЛОК С ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

Необходимость подачи газа с периферии (с четырех сторон) возникает в горелках, имеющих как прямоугольную, так и круглую форму сечения при довольно больших размерах воздушных каналов.

Такие случаи могут иметь место при переводе пылеугольных горелок на сжигание газа, например пылеугольной щелевой прямоугольной горелки типа БНК-ОРГЭС. Эта горелка, переделанная в комбинированную пылегазовую горелку с периферийной подачей газа, приведена на рис. 5. 16. Газовая часть ее состоит из квадратной рамки, сваренной из труб 414 × 5,5 мм, имеющей два подвода газа из тех же труб. На стороне рамки, обращенной к топке, имеются 162 сопла из трубок диаметром 15 × 2,5 мм. На боковых сторонах рамки сопла длиной 185 мм расположены под углом в 48° к оси горелки. Верхний и нижний ряды сопел длиной соответственно 170 и 200 мм. Верхний ряд сопел согласно проекту направлен параллельно горизонтальной оси горелки, нижний — под углом в 27° к ее горизонтальной оси. При монтаже газовых горелок верхний и нижний ряды сопел были отогнуты (соответственно вверх и вниз) против проектных рекомендаций и прижаты к краям амбразуры.

При расчетной производительности горелки 2200 м<sup>3</sup>/ч скорость выхода газа из сопел составляет 47 м/сек. Для уменьшения сопротивления горелок по вторичному воздуху предусмотрена перемычка между коробами вторичного и первичного воздуха.

Все сказанное выше о методике расчета горелок с принудительной подачей воздуха позволяет даже без испытания сделать заключение, что в данном исполнении горелка является неудовлетворительной.

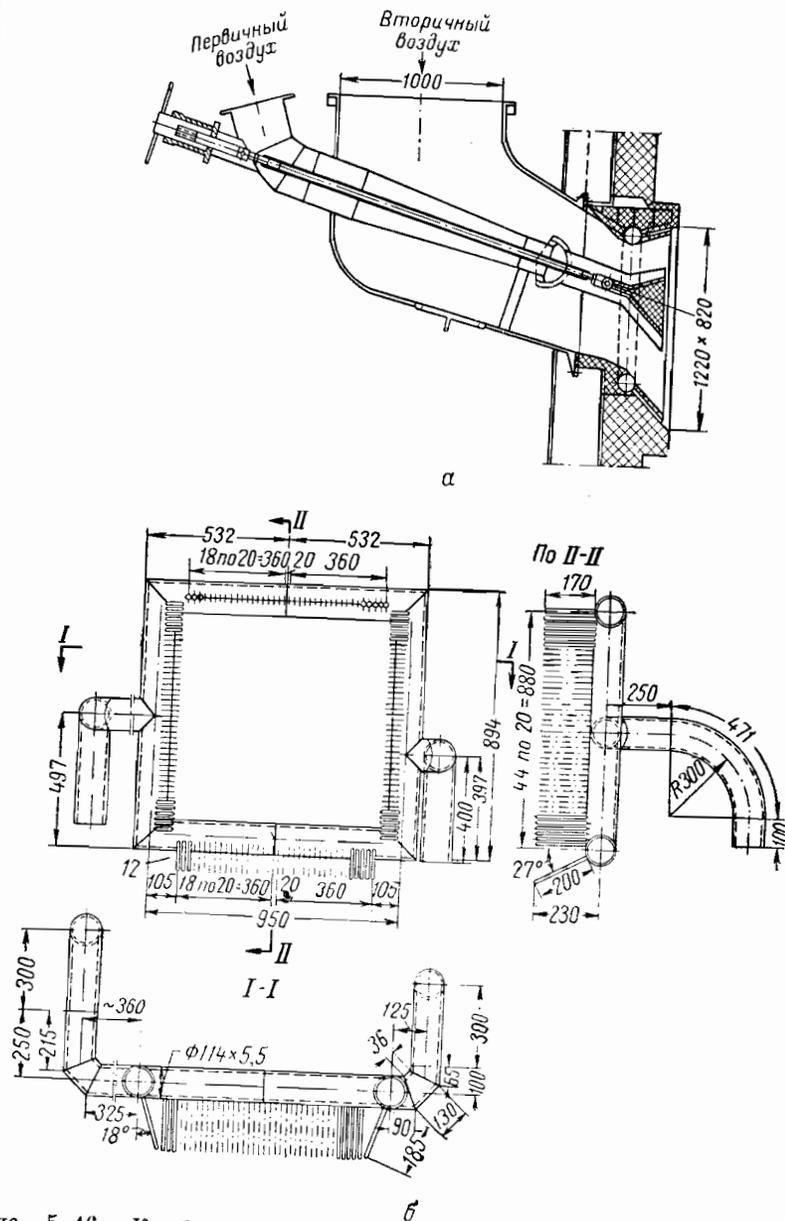


Рис. 5. 16. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа в топочную камеру (на базе пылеугольной щелевой горелки БПК-ОРГЭС производительностью 2200 м<sup>3</sup>/ч).

а — общий вид горелки; б — газовая часть комбинированной горелки.

Для такого вывода имеются следующие основания: малый шаг между отверстиями (20 мм при диаметре струй 10 мм), который приведет к слиянию струй сразу же при выходе их из сопел; газ не распределен равномерно по сечению воздушного канала, а направлен весь по его периферии.

Испытания котла, проведенные бригадой ОРГЭС под руководством А. А. Авдеевой [3], показали, что эти горелки действительно не обеспечивают полноту сгорания газа (рис. 5. 17).

Горелки установлены в один ряд, по четыре на каждой боковой стороне топочной камеры котла 67-2-СП ( $D_K=230$  м/ч,  $p_0=100$  ат,  $t_0=510^\circ$  С). Полностью экранированная топка предназначена для сжигания угля марки АШ в пылевидном состоянии с жидким шлакоудалением. Для обеспечения устойчивости горения и выхода жидкого шлака предусмотрены утепление пода и зажигательный пояс в виде ошипованного экрана с обмазкой из хромитовой массы. Следовательно, условия воспламенения и стабилизации факела пламени в топке хорошие. Графически результаты испытаний приведены на рис. 5. 17.

При нагрузке котла 200—210 м/ч и избытках воздуха за переходной зоной  $\alpha_{п.в}=1,1 \div 1,2$  потери тепла с химической неполнотой сгорания составляют 0,3—0,8%. Пламя в районе горелок яркое, соломенного цвета, и выше горелок топка просматривается насквозь. При нагрузке котла 140—170 м/ч и при тех же избытках воздуха эти потери возрастают до 2—3%. Факел в топке полусветящийся, на уровне горелок яркий, плотный, отдельные языки пламени доходят до пароперегревателя.

Результаты испытаний объективно отразили неблагоприятное начальное распределение газа по сечению воздушного потока в горелке.

За неудовлетворительную работу горелки в основном ответственны монтажники, которые изменили исходную конструкцию, отогнув вниз и вверх газовые сопла от направления, заданного конструкцией. Представляется, что если бы котел испытывался с горелками в запроектированном виде, то потери тепла от химической неполноты сгорания были бы значительно меньше. Однако и в исход-

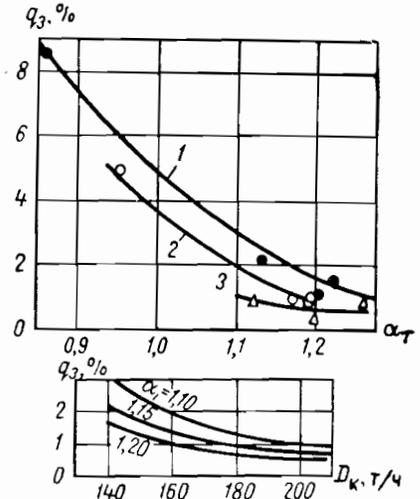


Рис. 5. 17. Зависимость потерь тепла с химическим недожогом от избытка воздуха за переходной зоной и от нагрузки котла типа 67-2-СП (230 м/ч, 100 ат, 510° С).

1 —  $D_K=140$  м/ч; 2 —  $D_K=160 \div 170$  м/ч; 3 —  $D_K=200 \div 210$  м/ч.

ной конструкции имелись органические дефекты: малый шаг между газовыми соплами, малый размер отверстий и сопла одного размера. Наиболее правильным решением для сжигания газа без потерь от недожога для данных или аналогичных горелок было бы равномерное распределение всего газа по сечению воздушного потока

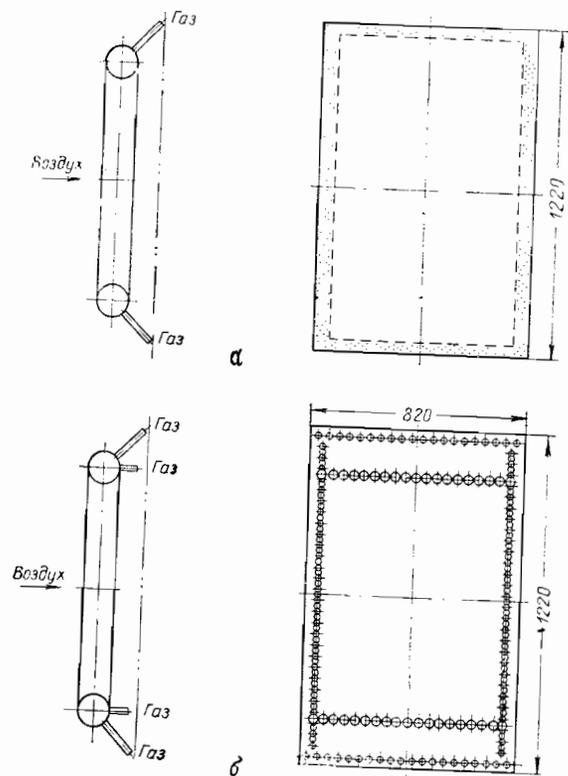


Рис. 5. 18. Распределение струй газа в амбразуре комбинированной пылегазовой горелки.

а — при исходных данных; б — при отогнутых и укороченных соплах (через одно сопло) верхнего и нижнего рядов.

в амбразуре горелки. Это легче всего сделать с помощью малого числа сопел двух различных диаметров, чередующихся вдоль образующей газового коллектора.

Без коренной переделки горелки в данных условиях можно оставить половину сопел верхнего и нижнего рядов в таком положении, в каком они сейчас находятся (в отогнутом по краям горелки), а вторую половину сопел через каждое сопло отогнуть от края горелки приблизительно на 80—100 мм внутрь амбразуры, т. е. примерно до направления, параллельного оси горелки.

По-видимому, даже такое несовершенное распределение струй газа, какое при этом получится, все же позволит сжечь газ в топке котла без недожога при тех же значениях коэффициента избытка воздуха. Распределение газа при этом несовершенном решении (по исправлению данной горелки) приводится на рис. 5. 18, б. Распределение газа в исходной конструкции приведено на правой стороне рис. 5. 18, а. С боков подаются струи, имеющие малую глубину проникновения и сливающиеся между собой. Распределение газа в верхней и нижней частях воздушного потока на рис. 5. 18, б могло бы быть также улучшено. На рис. 5. 18, а можно видеть, что струи имеют малую глубину и сливаются в сплошную газовую пелену вокруг воздушного потока. По-видимому, уменьшение недожога с увеличением нагрузки связано с повышением интенсивности завихрений вокруг каждой горелки, которые позволяют быстрее перемешать неудачно распределенный газ с основным потоком воздуха.

Чем равномернее будут распределены струи по сечению воздушного канала (в соответствии с проходящим через каждый слой расходом воздуха), тем меньше будет значение коэффициента избытка воздуха, при котором сжигается газ еще без потерь тепла от химической неполноты сгорания.

Решение конструктора организовать в такой горелке смесеобразование с помощью сопел является совершенно правильным. Выполненный нами поверочный расчет данной горелки для случая подачи газа струями непосредственно из коллектора показал, что для удовлетворительного смесеобразования пришлось бы увеличить скорость газа с 47 до 150 м/сек, а диаметр отверстия с 10 до 20 мм.

Нет смысла приводить здесь этот расчет, так как более правильным путем организации смешения при периферийной подаче струй в поток будет выдача струй из сопел с целью распределения газа по возможности равномерно по периферии, а также по сечению воздушного потока.

Отличие в расчете горелок с периферийной подачей газа из сопел от приведенного выше метода расчета горелок с односторонней подачей газа струями заключается в необходимости при расчете глубины проникновения струй в поток  $h$  прибавлять еще высоту сопла  $h'$ . Кроме того, часть площади сечения воздушного канала отводится для заполнения его струями с боковых сторон. В углах газового коллектора и вблизи них сопла устанавливать не следует.

В ряде случаев организации перемешивания газа с воздушным потоком, проходящим по свободному сечению большого размера, можно использовать не периферийную, а центральную подачу газа.

#### РАСЧЕТ ГОРЕЛОК С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

Центральная подача газа в горелках особенно перспективна, когда по конструктивным соображениям встречаются большие затруднения подвода струй газа с наружных сторон воздушного



канала, т. е. когда между воздушными каналами нет свободного промежутка или он недостаточен для установки газового коллектора.

Такая подача газа распространена и в комбинированных пылегазовых и газомазутных горелках. Связано это с удобством перевода горелки с основного топлива на газ без каких-либо изменений конструкции горелки. Обычно по оси горелки вставляется газовый коллектор в виде трубы с наконечником, в котором имеются отверстия для выхода струй газа.

Однако большинство горелок с центральной подачей газа работает неудовлетворительно и не обеспечивает полноту сжигания газа в котельных установках. Объясняется это тем, что при отсутствии методики расчета таких горелок подача газа из центра приводит или к слиянию струй вблизи их выхода из коллектора, а следовательно, уменьшению глубины их проникновения в поток воздуха, или к распределению газа лишь в небольшой части воздуха, в то время как основной поток воздуха проходит по периферии горелки.

Неудачное начальное распределение газа в воздушном потоке, а не какой-либо органический порок этих горелок и является основной причиной потерь тепла в топках и печах от химической неполноты сжигания газа.

Поэтому очень важно проектировать эти горелки на основе методики расчета, позволяющей организовать такое распределение газа и смесеобразование в устье, чтобы процесс горения закончился в пределах печи или топки парового котла.

Процесс перемешивания газа в горелках с центральной подачей можно организовать по следующим четырем схемам:

- подача газа в глубине амбразуры в прямооточный поток воздуха;
- подача газа в глубине амбразуры в закрученный поток воздуха;
- подача газа на выходе из амбразуры в закрученный поток воздуха;
- подача газа на выходе из амбразуры в прямооточный поток воздуха.

В соответствии с этими схемами методика расчета горелок с центральной подачей имеет свои особенности.

Расчет горелок с центральной подачей газа в прямооточный поток воздуха в глубине амбразуры. Возможны два способа организации процесса смесеобразования при подаче газа от центра к периферии. Можно весь газ подать из одного коллектора, расположенного в центре канала воздушного потока, или через ряд коллекторов, распределенных в центрах отведенных для них участков общей площади воздушного канала. Последний способ используется при сравнительно больших сечениях канала для прохода воздуха, когда нельзя обеспечить в нем равномерное распределение газа из одного канала.

В обоих случаях вокруг коллектора можно очертить площадь сечения воздушного потока, в которой равномерно по расчету распределяются струи газа. Поэтому расчет горелки при этих двух различных способах организации процесса смесеобразования произво-

дится по одной методике. Разница заключается лишь в величине площади сечения воздушного канала, в которой распределяются струи воздуха, выходящие из одного общего или из нескольких отдельных коллекторов.

Приведем методику расчета горелки при подаче струй газа из центра к периферии. Воздушный канал имеет круглую или квадратную форму поперечного сечения.

1. В центре сечения воздушного потока устанавливается газовый коллектор радиусом  $r_{вн} = 0,15 r_0$ , где  $r_0$  — радиус окружности воздушного канала.

2. В живом сечении воздушного канала окружностью  $r_0$  проводятся две окружности меньшими радиусами. На окружности радиусом  $r_1$  предполагается разместить струи большого размера, а на меньшей окружности радиусом  $r_2$  — струи малого размера.

3. Распределяем газ так, чтобы 70% его выходило через отверстия большого диаметра и 30% через отверстия малого диаметра. При этом окружность вокруг площади сечения, через которую проходит 30% воздуха, имеет радиус  $r = 0,56 r_0$ ; через остальную площадь проходит 70% воздуха.

На рис. 5.19 приведен график, характеризующий изменение относительного увеличения расхода  $v/v_0$  с увеличением относительного радиуса  $r/r_0$ . График позволяет определить, какая доля воздуха проходит на различных относительных радиусах.

4. В соответствии с этим радиусы  $r_1$  и  $r_2$  определяем из условия распределения струй примерно в центрах тяжести площадей, составляющих 70 и 30% от всей площади окружности. При этом глубины проникновения струй в поток устанавливают по выражениям:

$$h_1 + r_{вн} = r_1 = 0,76 r_0 \quad \text{или} \quad h_1 + r_{вн} = r_1 = (0,7 \div 0,8) r_0, \quad (5.28)$$

$$h_2 + r_{вн} = r_2 = 0,38 r_0 \quad \text{или} \quad h_2 + r_{вн} = r_2 = (0,3 \div 0,4) r_0, \quad (5.29)$$

где  $r_{вн}$  — радиус газовой камеры, из которой подаются струи.

5. Задаемся диаметром отверстий для струй большого размера  $d_1$ .

6. Задаемся выходной скоростью газа. Выходная скорость газа может приниматься от 100 м/сек и более. В комбинированных круглых горелках также с центральной подачей газа, но на выходе из амбразуры скорость газа может доходить до 150 м/сек и более.

Если при максимально возможном диаметре отверстия (примерно 25 мм) и скорости газа приблизительно 100 м/сек глубина проник-

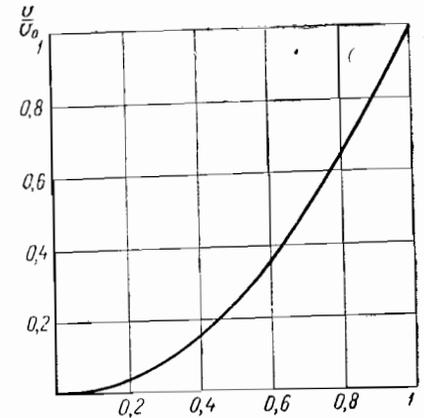


Рис. 5.19. Зависимость относительного увеличения расхода от относительного радиуса  $v/v_0 = f(r/r_0)$ .

новения струй оказывается все же меньше значения радиуса  $r_1$ , то следует вместо одного коллектора запроектировать несколько коллекторов, распределенных по сечению воздушного канала. Пример такой организации центральной подачи газа при переводе пылевых угловых горелок можно видеть на рис. 5. 20, в.

Если же необходимая глубина проникновения струй в поток обеспечивается из одного коллектора, то расчет продолжается.

7. Определяем диаметр отверстий большого размера по формуле (4. 17).

Задаваясь значениями  $k_s = 1,7$ , выходной скоростью газа и приравнявая  $h_1 = r_1$ , можно по формуле подсчитать необходимый диаметр отверстия.

Если же струи газа выходят в поток под углом атаки  $\alpha$ , не равном  $90^\circ$ , то диаметр струй рассчитывается по формулам (4. 17а) или (4. 17б).

8. Определяем диаметр отверстий малого размера по тем же формулам, но только вместо глубины проникновения струй подставляем значение  $r_2$ .

9. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5. 12):

$$F_{\Gamma} = \frac{B \cdot 10^6}{3600v_{\Gamma}} \frac{273 + t_{\Gamma}}{273} \text{ мм}^2.$$

Рис. 5. 20. Распределение струй газа в проточном потоке воздуха в горелках различной формы с центральной подачей газа.

а — в канале круглой формы; б — в канале квадратной формы; в — в канале прямоугольной формы.

10. Общая площадь для выхода газа распределяется между отверстиями двух размеров по формулам (5. 13) и (5. 14):

$$F_6 = 0,7 F_{\Gamma},$$

$$F_M = 0,3 F_{\Gamma}.$$

11. Определяем число отверстий для струй каждого размера по формулам (5. 15) и (5. 16).

Число отверстий большого размера

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6},$$

где  $f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 d_1^2.$

Число отверстий малого размера

$$n_2 = \frac{F_M}{f_M},$$

где  $f_M = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0,785 d_2^2.$

12. Абсолютный и относительный шаг между отверстиями для струй определяем по окружности газовой камеры диаметром  $D$  по формулам (4. 20) и (4. 21), где  $D = 2r_{вн}$ .

Между отверстиями большого размера

$$s_1 = \frac{\pi D}{n_1}, \quad \frac{s_1}{d_1} = \frac{\pi D}{n_1 d_1}.$$

Между отверстиями малого размера

$$s_2 = \frac{\pi D}{n_2}, \quad \frac{s_2}{d_2} = \frac{\pi D}{n_2 d_2}.$$

Уточняем различные величины. Так, если получившиеся относительные шаги между струями малы (см. рис. 5. 3), то несколько изменяются диаметры отверстий. Затем уточняются значения  $k_s$  по графику рис. 4. 19, а и если они изменяются против первоначально принятых, то проверяется глубина проникновения струй.

13. По уточненным значениям глубин проникновения струй определяем диаметры струй в потоке по формуле (4. 18):

$$D_{c1} = 0,75 h_1, \quad D_{c2} = 0,75 h_2.$$

14. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4. 24) и (4. 25):

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{n_1}, \quad t_2 = \frac{\pi D_2}{n_2};$$

$$\frac{t_1}{D_{c1}} = \frac{\pi D_1}{n_1 D_{c1}}, \quad \frac{t_2}{D_{c2}} = \frac{\pi D_2}{n_2 D_{c2}},$$

где  $D_1 = 2r_1$ , а  $D_2 = 2r_2$ .

15. Строим график распределения струй в потоке. Он имеет примерно такой вид, как на рис. 5. 20. а. На этом, собственно, и заканчивается расчет горелки с центральной подачей газа.

Если перемешивание происходит в глубине амбразуры горелки, то для избежания более раннего зажигания газа (при наличии возвратных токов из точки) глубину проникновения крупных струй следует уменьшить с тем, чтобы между стенкой и газом сохранить воздушную прослойку.

При расчете горелки, имеющей канал прямоугольной или квадратной формы, с центральной подачей газа несколько изменяется только размер отверстий для струй газа, направленных по диагонали поперечного сечения канала. Это можно видеть на рис. 5. 20, б и в. В направлении углов квадратного и прямоугольного сечений

глубина проникновения струй несколько увеличена. В прямоугольном сечении с соотношением сторон 1 : 2 и больше целесообразно устанавливать два или еще большее число коллекторов.

Расчет горелок с центральной подачей газа в глубине амбразуры в закрученный поток воздуха. Наиболее типичными горелками, сконструированными по такой схеме смесеобразования, являются комбинированные газомазутные горелки.

Закрученный воздушный поток при смешении газа с воздухом в глубине амбразуры вносит свои особенности в расчет этих горелок.

Прежде всего необходимо отметить, что действительная скорость закрученного воздушного потока в горелке равна не среднерасходной скорости, а больше ее. Действительная скорость воздуха в горелке с учетом движений его по спирали с углом подъема  $\beta$  может определяться из выражения

$$v_{\text{в}} = \frac{v_{\text{расх}}}{\sin \beta} \quad (5.30)$$

Угол подъема  $\beta$  зависит от определяющих конструктивных и режимных параметров закручивающего аппарата (улитки вторичного воздуха или направляющего лопаточного аппарата). Как показали исследования И. Я. Сигала и Г. Ф. Найденова [131], угол  $\beta$  несколько изменяется еще и по радиусу горелки. При расчете скорости воздуха на периферии горелки по данным работ [131 и 156] можно принять угол  $\beta$  равным в среднем  $30^\circ$ , если неизвестно более точное его значение.

Кроме того, необходимо учитывать, что распределение осевых скоростей воздуха по радиусу цилиндрического канала горелки (или амбразуры) не равномерно, а имеет примерно характер, приведенный выше (см. рис. 3. 8), с максимумом скоростей на периферии. Поэтому при расчете действительной скорости воздушного потока, в котором развиваются струи газа (при выходе их от оси горелки к периферии), рекомендуем до уточнения пользоваться формулой  $v_{\text{в}} = 1,5 v_{\text{расх}}$ , а не  $v_{\text{в}} = 2 v_{\text{расх}}$ , как при расчете скорости на периферии горелки. При дальнейших исследованиях будет уточнено изменение значения действительной скорости по радиусу воздушного канала в зависимости от конструктивных параметров горелки.

В этих горелках закрученный поток воздуха создает по оси разрежение (см. рис. 3.7), вызывающее поступление потока горячих газов из топki в амбразуру по ее оси. Это приводит к более раннему воспламенению горючей смеси. Если не принять мер предосторожности, то амбразура газомазутной горелки раскалится и горелка может быстро выйти из строя. Поэтому в них следует искусственно замедлить интенсификацию процесса смесеобразования, растянув смешение газа до выхода из амбразуры и даже за ее пределы. К этому надо стремиться еще и для создания в газомазутных горелках светящегося факела пламени. Это облегчит в некоторых котлах выдерживание температуры перегрева пара при переводе топki с режима

сжигания мазута (в светящемся факеле пламени) на режим сжигания газа также в светящемся факеле пламени.

Однако ухудшение процесса смешения газа с воздухом в этих горелках не должно привести к появлению недожога газа в топках или печах, так как распределение газа и процессы его смешения в воздушном потоке производятся также по расчету.

Для того чтобы затянуть смешение газа с воздухом, принимается ограниченное число струй большого размера и расчет ведется в следующей последовательности.

1. В живом сечении цилиндрического воздушного канала радиусом  $r_0$  проводится радиус  $r_1$ , на котором предполагаем разместить ограниченное число струй газа (не меньше 6 и не больше 12, как это показали наши исследования развития струй в потоке). Чтобы стенки амбразуры не раскалялись, принимаем меньшую глубину проникновения струй газа в закрученный поток воздуха по сравнению с глубиной проникновения в прямоточный поток и так, чтобы газ не доходил до стенки амбразуры:

$$h_1 + r_{\text{вн}} = r_1 = (0,40 \div 0,60) r_0 \quad (5.31)$$

2. Задаемся умеренной скоростью газа — порядка 40—80 м/сек.

3. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5.12):

$$F_{\Gamma} = \frac{B \cdot 10^6}{3600 v_{\Gamma}} \frac{273 + t_{\Gamma}}{273} \text{ м.м.}^2.$$

4. Определяем эквивалентный диаметр отверстий по формуле (5.32):

$$d_0 = \sqrt{\frac{F_{\Gamma}}{0,785 n}} \quad (5.32)$$

Задаваясь значением числа отверстий  $n$ , можно определить эквивалентный диаметр, удовлетворяющий значению глубины проникновения струй, рассчитанной по формуле (5.32).

Если при полученном значении эквивалентного диаметра неудовлетворяется рекомендуемая глубина проникновения струй, то следует изменить выходную скорость газа и число струй.

Глубину проникновения струй подсчитываем по формуле (4.14), а если угол  $\alpha \neq 90^\circ$ , то по формуле (4.15):

$$h = k_s d_0 \frac{v_{\Gamma}}{v_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\Gamma}}{\gamma_{\text{в}}}}, \quad h = k_s \sin \alpha d_0 \frac{v_{\Gamma}}{v_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\Gamma}}{\gamma_{\text{в}}}}.$$

В обеих формулах до дальнейших уточнений рекомендуется  $v_{\text{в}} = 1,5 v_{\text{расх}}$ , так как струи газа развиваются недалеко от оси воздушного канала, где действительная скорость меньше, чем на его периферии.

Дальнейший расчет ведется по приведенной выше схеме.

График распределения струй в потоке, построенный на основе расчета, имеет примерно такой вид, как на рис. 5.24. На этом расчет горелки заканчивается.

Расчет горелок с центральной подачей газа на выходе из амбразуры в закрученный поток воздуха. Наиболее типичными, переводимыми на такую схему смесеобразования, являются пылевые горелки типа ТКЗ. Перевод этих горелок в комбинированные пылегазовые легче всего производится вставкой по оси горелки газового коллектора, оканчивающегося наконечником с отверстиями для подачи газа на выходе из амбразуры. Как показали результаты испытания работы данного типа горелок в промышленных условиях, наблюдается

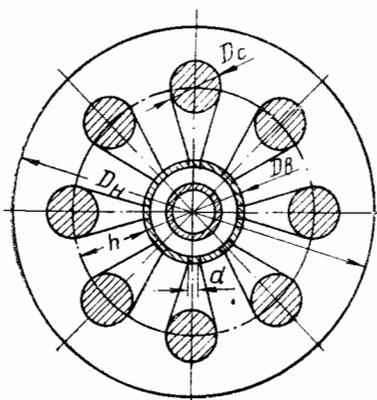


Рис. 5. 21. Распределение струй газа в закрученном потоке воздуха в горелке с центральной подачей газа в глубине амбразуры.

химический недожог даже при сравнительно больших значениях коэффициента избытка воздуха, а в некоторых неблагоприятных случаях даже затягивание факела пламени в конвективный пучок и в пароперегреватель. Вызвано это неудовлетворительными условиями смешения струй газа, выходящих из центра, с основным расходом воздуха, проходящим по сравнительно узкому кольцу на периферии амбразуры.

Улучшить распределение газа в воздухе можно увеличением глубины проникновения струй газа, поданных из центра в поток, за счет увеличения диаметра газораздающих отверстий и уменьшения их числа (до восьми-шести). При этом для создания светящегося факела пламени выходная скорость природного газа должна приниматься небольшой, порядка 40—60 м/сек, а для несветящегося факела пламени примерно 120—200 м/сек.

Необходимо отметить, что особенно неблагоприятны условия смесеобразования в горелках с раскрытыми амбразурами. Связано это с тем, что в них увеличивается расстояние между газовым коллектором и расходящимся под большим углом потоком воздуха.

Никаких особенностей в методике расчета такой горелки по сравнению с предыдущей нет, за исключением обеспечения максимальной глубины проникновения струй газа в основной поток воздуха. Так как струи газа на своем пути проходят участок без потока, то фактически глубину проникновения струй в поток следует считать от радиуса внутренней поверхности канала вторичного воздуха (от наружной поверхности канала аэромеси). Действительная скорость воздушного потока может быть рассчитана так же, как и в предыдущем случае:  $v_b = 1,5 v_{расх}$ . В отличие от расчета горелок с закрученным потоком воздуха расчет горелок с прямоточным потоком следует вести при скорости  $v_b$ , равной расходной.

Желательно, чтобы в результате расчета этих горелок с центральной подачей газа на выходе из амбразуры струи газа в закрученном потоке воздуха распределялись примерно так, как показано на рис. 5. 22. Более точные рекомендации по глубине проникновения

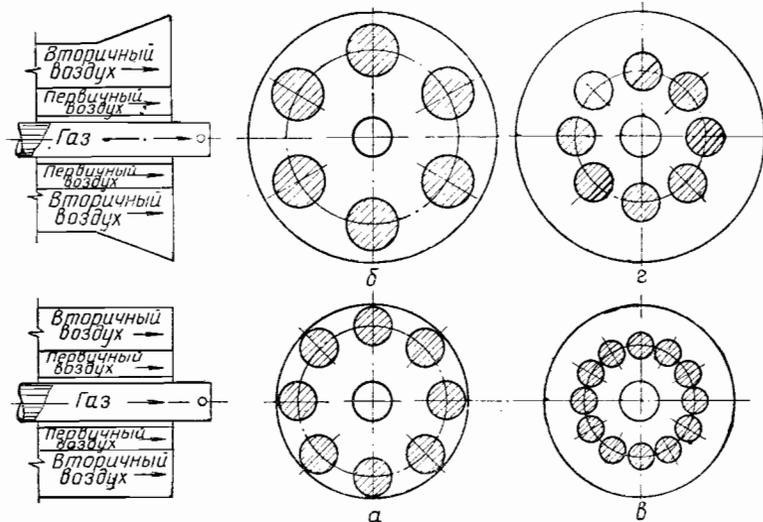


Рис. 5. 22. Распределение струй газа в закрученном потоке воздуха на выходе из амбразур различной формы.

а — при несветящемся факеле пламени и цилиндрической амбразуре; б — при несветящемся факеле пламени с расширяющейся амбразурой; в — при светящемся факеле пламени и цилиндрической амбразуре; г — при светящемся факеле пламени с расширяющейся амбразурой.

струй для организации светящегося факела пламени при полном сжигании газа с малыми избытками воздуха могут быть получены после тщательных исследований рассчитанных по данной методике горелок в промышленных условиях.

#### РАСЧЕТ КРУГЛЫХ ГОРЕЛОК С ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

Существенным отличием таких горелок с односторонней подачей газа от только что рассмотренного типа горелок является образование газозадушной смеси при подводе газа через наибольший периметр газовой камеры непосредственно в основной расход воздуха (см. рис. 4. 1, а). В этих условиях смесеобразование существенно облегчается, так как основной поток воздуха проходит вблизи места ввода газа. Следовательно, в горелках этого типа значительно меньшее количество газа нужно перетранспортировать через воздушный поток в отличие от горелок с центральной подачей газа. Это, в частности, и является одним из основных преимуществ таких горелок перед горелками с центральной подачей газа. Однако и

горелки с периферийной подачей не всегда обеспечивают полное сжигание газа.

Учитывая, что периферийная подача газа широко используется как в комбинированных пылегазовых, так и чисто газовых горелках, необходимо разработать соответствующую методику расчета, особенно для рационального конструирования новых горелок.

Перемешивание газа в горелках с периферийной подачей в основном осуществляется по следующим схемам:

подача газа в глубине амбразуры в прямоточный или закрученный поток воздуха, проходящий по кольцевому или цилиндрическому сечению;

подача газа на выходе из амбразуры в прямоточный или закрученный поток воздуха.

Естественно, что методика расчета горелок, работающих в различных условиях имеет свои особенности.

Рассмотрим методику расчета горелки при подаче газа в канал цилиндрической и кольцевой форм устья с прямоточным потоком.

Расчет круглых горелок с периферийной подачей газа в глубине амбразуры в прямоточный поток воздуха. Газ подается из одного коллектора, расположенного по окружности канала вторичного воздуха, через систему отверстий двух различных диаметров. Рекомендации даны для каналов, имеющих в сечении окружность или кольцо (труба в трубе).

1. В живом сечении воздушного канала с радиусом окружности  $r_0$  проводятся еще две окружности меньшего радиуса. На большей из них предполагается разместить струи меньшего размера, а на меньшей — струи большего размера. При этом количество воздуха, участвующего в начальном смесеобразовании (в пределах горелки), составляет больше 50%.

2. Принимаем, что из отверстий малого размера подается примерно 30% газа, а из отверстий большого — все оставшееся количество. При этом максимальная глубина проникновения струй в поток

$h_{\max} = h + \frac{1}{2} D_c$  определяется согласно графикам, приведенным на рис. 5. 23.

Приводим расчетные формулы для определения максимальной глубины струй.

Канал воздушного потока цилиндрической формы:

$$h_{1 \max} = h_1 + \frac{1}{2} D_{c_1} \approx (0,25 \div 0,35) r_0, \quad (5. 33)$$

$$h_{2 \max} = h_2 + \frac{1}{2} D_{c_2} \approx (0,15 \div 0,20) r_0. \quad (5. 34)$$

Канал воздушного потока кольцевой формы с отношением  $r/r_0$  от 0,4 до 0,6:

$$h_{1 \max} = h_1 + \frac{1}{2} D_{c_1} \approx (0,4 \div 0,6) A, \quad (5. 33a)$$

$$h_{2 \max} = h_2 + \frac{1}{2} D_{c_2} \approx (0,2 \div 0,35) A. \quad (5. 34a)$$

3. Задаемся выходной скоростью газа из отверстий. Она может быть любой, но в данном случае примем умеренную, порядка 60—100 м/сек, и определим диаметр отверстий большого и малого размеров по формуле (4. 17). Коэффициент  $k_s$  принимаем предварительно равным 1,7.

4. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5. 12):

$$F_{\Gamma} = \frac{B \cdot 10^8}{3600 v_{\Gamma}} \frac{273 + t_{\Gamma}}{273} \text{ мм}^2.$$

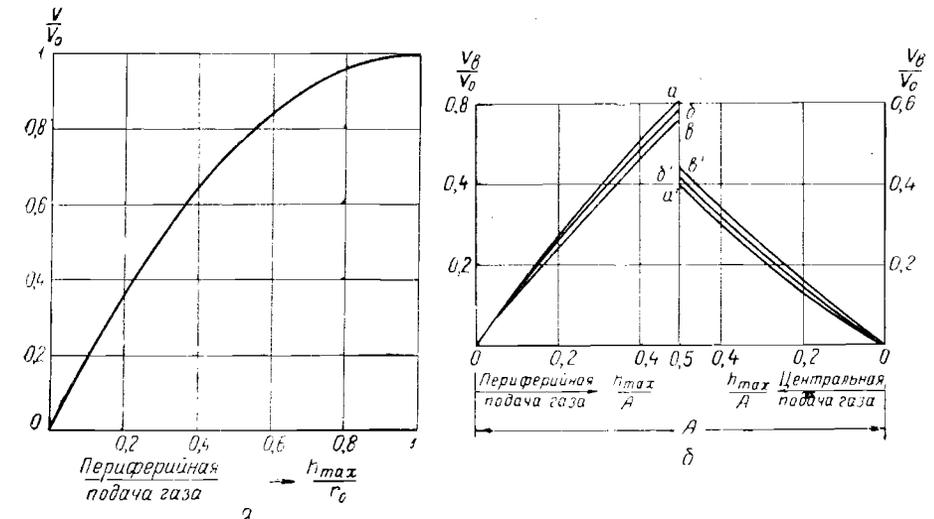


Рис. 5. 23. График относительного увеличения расхода воздуха, участвующего в перемешивании с газом в пределах горелки, в зависимости от относительной максимальной глубины проникновения струй в поток.

$a'$  — при периферийной подаче газа в канал цилиндрической формы;  $b$  — при периферийной (слева) и центральной (справа) подачах газа в канал кольцевого сечения. Кривые  $a$  и  $a'$  для  $r/r_0 = 0,8$ ;  $b$  и  $b''$  для  $r/r_0 = 0,5$  и  $b'$  и  $b''$  для  $r/r_0 = 0,4$ .

5. Общая площадь отверстий для выхода газа распределяется между отверстиями двух размеров. Примерно 30% площади отводится малым и 70% большим отверстиям.

6. Определяем число отверстий для струй каждого размера по формулам (5. 15) и (5. 16).

Число отверстий большого и малого размеров

$$n_1 = \frac{0,7 F_{\Gamma}}{f_6}, \quad n_2 = \frac{0,3 F_{\Gamma}}{f_m}, \quad \frac{F_{\Gamma} - F_6}{f_m}.$$

7. Определяем абсолютный и относительный шаг между отверстиями для струй большого и малого размера по формулам (4. 20) и (4. 21). При рассчитанных относительных шагах определяются значения  $k_s$  по графику, приведенному на рис. 4. 19,  $a$ . В случае необходимости уточняются некоторые расчетные величины. Если

отверстия размещаются с зазорами, обеспечивающими струям свободное развитие, то расчет продолжается в следующей последовательности.

8. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4.18).

9. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4.24) и (4.25). Отметим, что глубина проникновения струй в прямоточный поток несколько больше, чем в закрученный.

10. Расстояние  $l$  от газовыпускных отверстий до края амбразуры, выходящего в топку, может приниматься, исходя из следующего. При организации светящегося факела это расстояние  $l$  вдоль образующей горелки, а затем амбразуры рекомендуем принимать как

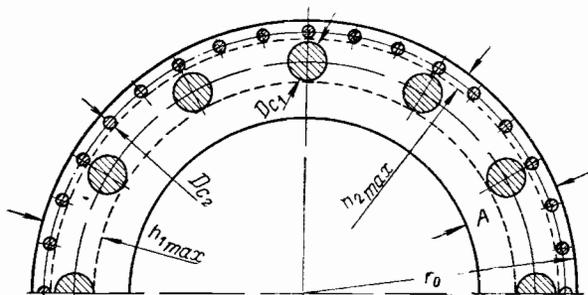


Рис. 5.24. Распределение струй газа в прямоточном потоке воздуха в кольцевом сечении горелки при периферийной подаче.

можно меньше  $5d$  (где  $d$  — диаметр отверстий для струй большого размера). Для несветящегося факела это расстояние может быть больше  $20d$ . При этом следует учитывать, что чем больше это расстояние, тем больше тепла выделится в факеле у горелки, а чем оно меньше, тем больше светимость и длина факела пламени в камере горения.

Эти рекомендации уточнятся в ходе промышленных испытаний. Следует подчеркнуть, что распределение газа по расчету обеспечит полное его сжигание, даже если расстояние  $l$  будет любым. Изменение характеристик факела требует дальнейших уточнений распределения газа в ходе промышленных испытаний рассчитанных горелок.

По окончании расчета строится график распределения струй газа в потоке воздуха в горелке. В качестве такого примера приводим схемы распределения струй газа в потоке воздуха в кольцевом и круглом сечении горелки. На рис. 5.24 видна половина канала кольцевого сечения в разрезе с распределенными по расчету струями на двух окружностях, отстоящих от наружной поверхности на расстояниях  $h_{1max}$  и  $h_{2max}$ , а на рис. 5.25 — то же для горелки с круглым сечением.

Особенности расчета круглых горелок с периферийной подачей газа в глубине амбразуры в закрученный поток воздуха. Действительная скорость воздуха равна не среднерасходной скорости, а определяется по формуле (5.30):

$$v_B = \frac{v_{расх}}{\sin \beta},$$

где  $\beta$  — угол подъема спирали, по которой движется воздух в горелке. Если угол неизвестен, то согласно работам [131, 156] его можно принять равным  $30^\circ$ .

Скоростное поле закрученного потока воздуха в горелке имеет максимум у периферии, что позволяет уменьшить (по сравнению с незакрученным) глубину проникновения струй в поток.

Глубина проникновения струй рассчитывается по следующим формулам.

Канал воздушного потока цилиндрической формы:

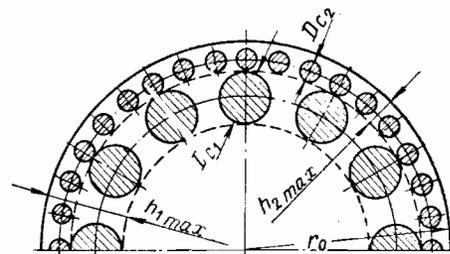


Рис. 5.25. Распределение струй газа в закрученном потоке воздуха в цилиндрическом сечении при периферийной подаче газа из отверстий двух размеров.

$$h_{1max} = h_1 + \frac{1}{2} D_{c1} \approx (0,2 \div 0,3) r_0, \quad (5.35)$$

$$h_{2max} = h_2 + \frac{1}{2} D_{c2} \approx (0,1 \div 0,15) r_0. \quad (5.36)$$

Канал воздушного потока кольцевой формы с отношением  $r/r_0$  от 0,4 до 0,6:

$$h_{1max} = h_1 + \frac{1}{2} D_{c1} \approx (0,35 \div 0,45) A, \quad (5.35a)$$

$$h_{2max} = h_2 + \frac{1}{2} D_{c2} \approx (0,10 \div 0,2) A. \quad (5.36a)$$

Газ предпочтительно подавать через отверстия двух размеров. При этом струи большого размера не доходят до зоны обратных токов, что учтено значениями  $h_{1max} < 45A$ . Однако в некоторых конструкциях горелок можно использовать отверстия одного размера при условии, что они размещаются в один ряд и струи между собой в потоке не сливаются.

Следует стремиться к уменьшению расстояния от края амбразуры, обращенного к топке, до газовыпускных отверстий. По сравнению с незакрученным потоком это расстояние должно быть примерно вдвое меньше  $\left(\frac{1}{\sin \beta} = \frac{1}{0,5} = 2\right)$ .

В горелках с закрученным потоком воздуха некоторые недостатки в распределении газа в воздухе могут быть исправлены интенсивным перемешиванием не только в горелке, но и на расстоянии до 3—5 диаметров ее устья. Именно поэтому в горелках с прямоточным по-

током воздуха струи газа должны быть распределены более равномерно и на большей площади сечения (т. е. с ббльшими значениями  $h_{\max}$ , чем в горелках с закрученным потоком).

В остальном расчет этих горелок ничем не отличается от расчета круглых горелок с незакрученным потоком воздуха.

Особенности расчета круглых горелок с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры в прямоточный и закрученный поток воздуха. Так как в горелках, сконструированных по такой схеме, имеется более короткий путь для перемешивания газовых струй с воздухом, то особенно важно обеспечить в них условия надежного воспламенения и распределения газа в воздухе. Для этого необходимо подать газ мелкими струями по развитой поверхности факела, а струи большего размера углубить в поток. Благодаря такому распределению газа в воздухе можно обеспечить его сжигание, хотя и в полусветящемся факеле пламени, но без потерь тепла от химической неполноты сгорания.

В горелках с закрученным потоком действительная скорость воздуха рассчитывается по формуле (5. 30) и примерно в два раза больше, чем в той же горелке с прямоточным потоком воздуха.

Максимальная глубина проникновения струй газа в прямоточный поток должна быть больше, чем в закрученный, так же как в горелках с подачей газа в глубину амбразуры.

В остальном расчет этих горелок ничем не отличается от приведенного выше метода расчета.

#### РАСЧЕТ КРУГЛЫХ ГОРЕЛОК С ДВУСТОРОННЕЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА

С повышением мощности теплоэнергетических установок неизбежно увеличивается единичная производительность горелочных устройств. При этом существенно увеличивается площадь кольцевого сечения воздушного канала и для равномерного распределения газа в потоке воздуха вполне допустима одновременная подача газа с центра и с периферии.

В кольцевом сечении горелки может быть прямоточный или закрученный поток воздуха. В последнем случае по большой площади приосевой области горелки образуется зона разрежения с возвратом из точки продуктов сгорания. В этих условиях подача газа с центра приведет к мгновенному его воспламенению и преждевременному выходу из строя горелки. Поэтому двустороннюю подачу газа можно рекомендовать только в горелках с прямоточным потоком воздуха, в которых нет возвратных потоков из точки.

Методика расчета круглой горелки с прямоточным потоком воздуха в кольцевом ее сечении при отношении внутреннего диаметра к наружному  $D_{\text{вн}}/D_{\text{н}}$ , изменяющемуся в пределах 0,3—0,6.

1. В кольцевом сечении канала воздушного потока, заключенного между наружной окружностью диаметром  $D_{\text{н}}$  и внутренней диаметром  $D_{\text{вн}}$ , проводятся еще четыре окружности, на которых предполагается по расчету разместить струи. На двух окружностях малых радиусов размещаются струи, выходящие с центра, а на двух окружностях больших радиусов — струи, выходящие с периферии. Это наглядно видно на рис. 5. 26.

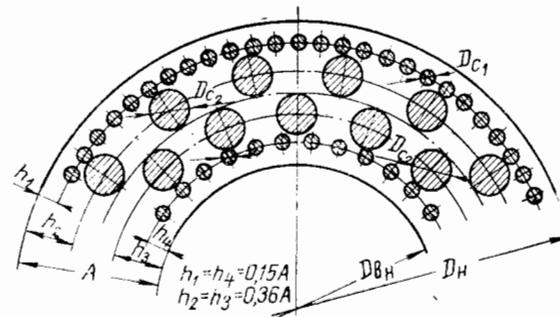


Рис. 5. 26. Распределение струй в прямоточном потоке воздуха в кольцевом сечении горелки с двусторонней подачей газа с периферии и с центра.

Диаметры отверстий выбираем из условия распределения струй в потоке с зазорами во избежание их слияния.

2. Определяем ширину кольцевого канала воздушного потока:

$$A = \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{вн}}}{2}. \quad (5. 37)$$

3. Осевая линия, проходящая по центру кольцевого сечения ( $A/2$ ), разделяет его на две части, неравные по площади; внешняя часть кольцевого сечения примерно равна 60%, а нижняя 40% общей площади кольца. При ровном скоростном поле можно принять, что распределение площадей примерно соответствует проходящим через них расходам воздуха. Поэтому общий расход газа распределяем на два коллектора в пропорции: 60% для подачи с периферии и 40% с центра.

4. Исходя из условия развития струй без слияния и руководствуясь графиком на рис. 5. 23, б, рекомендуем подавать газ на каждую окружность, начиная от периферии к центру, в следующих долях от общего расхода: 20%, 40%, 30% и 10%.

5. Определяем глубины проникновения струй газа в поток воздуха по формулам

$$h_1 = h_4 \leq 0,15 A, \quad (5. 38)$$

$$h_2 = h_3 \leq 0,36 A, \quad (5. 39)$$

$$h_{1 \max} = h_{4 \max} \leq 0,205 A, \quad (5. 38a)$$

$$h_{2 \max} = h_{3 \max} \leq 0,5 A. \quad (5. 39a)$$

Значения этих глубин отложены на графике распределения струй в потоке (рис. 5. 26).

6. Задаем скорость газа не меньше 100 м/сек (из-за больших размеров горелки) и значением  $k_s = 1,7$  и определяем диаметры отверстий для выхода газа по формуле (4. 17).

Принимаем отверстия двух размеров, которые одинаковы для периферийной и внутренней поверхностей газовых камер.

7. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5. 12):

$$F_{\Gamma} = \frac{B \cdot 10^6}{3600 v_{\Gamma}} \frac{273 + t_{\Gamma}}{273} \text{ мм}^2.$$

8. В соответствии с принятым распределением газа площадь газовыпускных отверстий распределяется между струями больших и малых размеров согласно четвертому пункту расчета.

На наружной поверхности:

$$\text{площадь малых отверстий } F_1 = 0,2 F_{\Gamma}; \quad (5. 40a)$$

$$\text{площадь больших отверстий } F_2 = 0,4 F_{\Gamma}; \quad (5. 40б)$$

На внутренней поверхности:

$$\text{площадь больших отверстий } F_3 = 0,3 F_{\Gamma}; \quad (5. 40в)$$

$$\text{площадь малых отверстий } F_4 = 0,1 F_{\Gamma}. \quad (5. 40г)$$

9. Определяем число отверстий для струй на поверхностях газовых камер.

На наружной поверхности

$$n_1 = \frac{F_1}{f_1}, \quad n_2 = \frac{F_2}{f_2},$$

где  $f_1$  и  $f_2$  — площади соответственно малого и большого отверстий, одинаковые для наружной и внутренней поверхностей кольцевого сечения.

На внутренней поверхности

$$n_3 = \frac{F_3}{f_2}, \quad n_4 = \frac{F_4}{f_1}.$$

Числа отверстий округляем в большую сторону до целых значений.

10. Определяем абсолютный и относительный шаг между отверстиями для струй по формулам (4. 20) и (4. 21).

Между отверстиями на наружной поверхности

$$s_1 = \frac{\pi D_{\text{н}}}{n_1}, \quad s_1/d_1 = \frac{\pi D_{\text{н}}}{n_1 d_1};$$

$$s_2 = \frac{\pi D_{\text{н}}}{n_2}, \quad s_2/d_2 = \frac{\pi D_{\text{н}}}{n_2 d_2}.$$

Между отверстиями на внутренней поверхности

$$s_3 = \frac{\pi D_{\text{вн}}}{n_3}, \quad s_3/d_2 = \frac{\pi D_{\text{вн}}}{n_3 d_2};$$

$$s_4 = \frac{\pi D_{\text{вн}}}{n_4}, \quad s_4/d_1 = \frac{\pi D_{\text{вн}}}{n_4 d_1}.$$

По значениям относительных шагов между отверстиями гласно графику (см. рис. 4. 19, а) уточняются величины коэффициента пропорциональности  $k_s$  и если обнаруживаются существенные расхождения, то пересчитываются значения глубин проникновения струй.

11. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4. 18)  $D_c = 0,75 h$ .

12. В соответствии с приведенными выше и уточненными значениями глубин проникновения струй в поток можно определить диаметры окружностей, на которых намечается распределить струи в потоке воздуха в кольцевом сечении горелки по формуле (5. 41).

$$D_1 = D_{\text{н}} - 2h_1, \quad (5. 41a)$$

$$D_2 = D_{\text{н}} - 2h_2, \quad (5. 41б)$$

$$D_3 = D_{\text{вн}} + 2h_3, \quad (5. 41в)$$

$$D_4 = D_{\text{вн}} + 2h_4. \quad (5. 41г)$$

13. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4. 24) и (4. 25).

14. Полученная по расчету схема распределения струй газа в потоке воздуха приведена на рис. 5. 26.





## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ГОРЕЛОК И ПРИМЕРЫ ИХ РАСЧЕТА

В настоящее время еще не сформулированы полные и объективные сравнительные показатели горелок. Поэтому во многих случаях оценка горелок производится не по их качеству, а по показателям агрегата, на котором они установлены. Сравнение качества отдельных горелок по данным испытаний, производившихся в различных условиях, также должно выполняться с достаточной осторожностью. Кроме того, показатели работы установок не всегда характеризуют положительные свойства горелок.

Нам неизвестно ни одно систематическое исследование различных типов горелок, проведенное в сопоставимых условиях на какой-либо одной из промышленных печей или топков с целью получения обобщенных показателей.

Как же оценивать качество горелок сейчас? В настоящее время горелки, например, в паровых котлах оценивают в основном по такому объективному показателю, как полнота сжигания газа (процент химического недожога) в топке. Этот показатель приводится в зависимости от коэффициента избытка воздуха в горелке, в топке, а чаще всего за паронерегретелем. Так как не всегда удается сравнивать показатели горелок на однотипных котлах, то желательно это делать для котлов, близких по габаритам топков (в основном с равной длиной пути факела пламени) и степеням экранирования топков при равных коэффициентах избытка воздуха в горелках и топках.

Нельзя поэтому быть уверенным, что показатели горелок, полученные при испытании в высоких топочных камерах, сохраняются для этих же горелок в низких топочных камерах. Это зависит от характера факела пламени. Для короткого факела такие показатели будут более сопоставимы, чем для длинного светящегося пламени, при котором не исключено, что величины химического недожога увеличатся в низких топочных камерах. Представляется, что для обоснованной постановки исследований горелок на промышленных установках в сопоставимых условиях необходимо предварительно проанализировать работу существующих. Анализ результатов про-

мышленных испытаний горелок с помощью приведенной выше методики расчета поможет вскрыть основные причины, приводящие к неудовлетворительной их работе. С этой целью ознакомимся с результатами промышленных испытаний различных типов газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха. Заметим, что о работе некоторых горелок имеются далеко не достаточные и неточные исходные данные.

Наиболее подробные промышленные исследования из первых работ в нашей стране по сжиганию газа проводились в печах Н. Н. Доброхотовым [43—45], М. Б. Равичем [119], Б. Р. Именитовым [63], А. В. Арсеевым [9], И. М. Рафаловичем [121, 122], В. А. Спейшером [136], М. М. Эфросом [162—164] и др., а в топках паровых котлов А. И. Дворецким, С. В. Татищевым [42], А. Я. Протопоповым [112] и др.

Начнем рассмотрение распространенных круглых комбинированных горелок на тепловых станциях страны. Как правило, они созданы на базе пылевых горелок ОРГРЭС-ТКЗ или Бабкок-ТКЗ.

### ПЫЛЕГАЗОВЫЕ ГОРЕЛКИ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА В АМБРАЗУРУ

Результаты опытов, проведенных под руководством А. Я. Протопопова [112], по исследованию комбинированных пылегазовых горелок на промышленных котельных установках, относятся к наиболее ранним исследованиям, выполненным в 1945—1949 гг. на пылеугольных котлах производительностью 55—65  $m^3/ч$ , переведенных на сжигание природного газа.

Для работы на угольной пыли каждый вертикально водотрубный трехбаранный котел системы КТО НЗЛ на фронте имел по две горелки системы ОРГРЭС типа АШ-4,5 с улиточным подводом горячего воздуха (270—300°С), а также по четыре растопочных мазутных форсунки производительностью по 800  $кг/ч$ .

Исходя из соображений обеспечения надежной и экономичной работы котлов и выполнения переоборудования с минимальными материальными затратами и наименьшими переделками, было решено обе пылевые горелки каждого котла переделать в пылегазовые и установить дополнительные газовые горелки небольшой производительности в качестве растопочных по одному комплекту на каждой боковой стене топки. При конструировании комбинированных пылегазовых горелок для данных котлов старались полностью сохранить пылевую и воздушную части горелок ОРГРЭС, которые, как известно, хорошо зарекомендовали себя при сжигании антрацитового штыба (АШ). В соответствии с этим были запроектированы, изготовлены и смонтированы на всех котлах первой очереди комбинированные пылегазовые горелки, одна из которых приведена на рис. 61).

Производительность каждой горелки 2500  $m^3/ч$  при расчетном давлении газа 40  $мм рт. ст.$  Подвод газа центральный. Воздух,

поступающий в горелку, предварительно проходит улиточный аппарат, где приобретает вращательное движение, которое по выходе в канал вторичного воздуха переходит в движение по спирали.

Газовая вставка представляет собой трубу 7, надетую с кольцевым зазором на центральную пылевоздушную трубу 6. Один конец наружной трубы 7 заварен у раструба 9, а второй вварен в газовый коллектор горелки 4. Газ подводится к коллектору горелки по трубе 12, откуда поступает в кольцевой зазор, образованный трубами 6 и 7. По зазору газ направляется в сторону топки и у раструба 9 выходит в воздушную часть горелки через 600 отверстий 8 диамет-

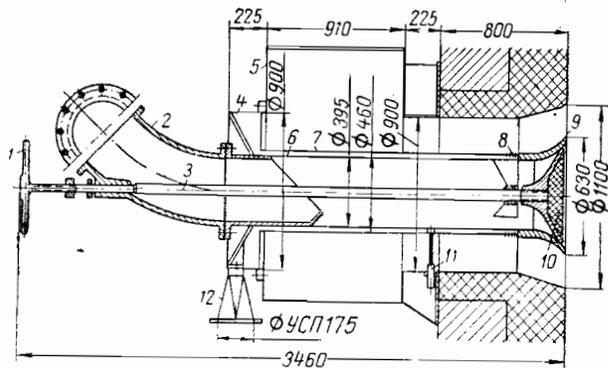


Рис. 6. 1. Комбинированная пылегазовая горелка с центральной подачей газа производительностью 2500 м<sup>3</sup>/ч.

1 — штуцер для перемещения раздаточного конуса; 2 — подвод пылевоздушной смеси; 3 — стержень, соединяющий штуцер с пылераздаточным конусом; 4 — газовый коллектор горелки; 5 — корпус улитки; 6 — центральная пылевоздушная труба; 7 — наружная труба; 8 — отверстия для выхода газа; 9 — раструб; 10 — пылераздаточный конус; 11 — опорный винт; 12 — подвод газа к горелке.

ром 5 мм, расположенных в шесть рядов. Выходная скорость струй газа 60 м/сек в поперечный поток горячего воздуха, имеющего среднюю расходную скорость 20—30 м/сек и температуру 270—300° С.

Для возмещения температурных расширений стенок центральной пылевой трубы 6 и трубы 7, имеющих температуру приблизительно 150° С при работе на газе, газовый коллектор горелки устроен в виде компенсатора.

Мазутные форсунки (по две на каждую горелку) расположены так же, как и в чисто пылевых горелках.

После пуска на газе котлов, оборудованных комбинированными горелками с центральной подачей газа, чугунный раструб и раздаточный конус пылевой части горелки начали постепенно оплавляться и разрушаться. Для увеличения срока службы пылевых наконечников горелок и в особенности раздаточных конусов пришлось включить в работу вентиляторы первичного воздуха и при несколько выдвинутых в топку конусах, хотя и недостаточно эффективно, все же охлаждать воздухом центральную часть горелки.

После перевода котлов на газ паропроизводительность их повысилась с 53 до 60 т/ч, а котла, имеющего более мощные вентиляторы, до 65 т/ч. Котлы быстро и легко набирают и снимают нагрузку. Температура перегрева пара немного понизилась, но выключением парохладителей она удерживалась в норме.

За счет чистоты поверхностей нагрева температура уходящих продуктов горения понизилась приблизительно на 10° С при переходе на газ с пыли АШ.

При работе на комбинированных горелках форма и цвет факела обычно были следующие. На выходе из горелки вокруг раструба газ горел синим прозрачным пламенем. За раструбом и раздаточным чугунным конусом горелки на 2—3 м образовался как бы пустой газовый конус, имеющий на своей образующей поверхности синее пламя с яркими белыми язычками. Еще далее, в глубину и вверх топки, прозрачный конус замыкался, образуя плотное белое пламя. При просмотре через боковые лючки пламя в середине топки было непрозрачным, а в конце топки (выше горелок) факел достигал задней стенки в виде белого, слегка дымного пламени.

Длина факела с учетом изгиба его вверх в сторону пучка кипящих труб при нормальной нагрузке котла составляла 6—8 м.

Теплотехническими испытаниями паровых котлов выявлены неудовлетворительная работа горелок и как следствие неправильное протекание процесса сжигания в топке. К. п. д. котла (брутто) при нагрузке 49 т/ч составил всего 81,74%, химический недожог 7,04% при коэффициенте избытка воздуха в горелке  $\alpha' = 1,25$ .

Эти испытания показали, что, несмотря на избыток воздуха и в горелке и в топке, газозвушная смесь оказалась недостаточно перемешанной. Не исправило положения и попытка улучшить процесс горения устройством шамотной решетки на выходе из амбразуры горелки. Результат этого мероприятия оказался отрицательным. Решетка разбила поток плохо перемешанной газозвушной смеси, выходящей из горелки, на ряд отдельных струй (газа и воздуха), факел еще больше удлинился, ярко белое пламя било в задний экран, к. п. д. котла снизился до 73%. Шамотные решетки пришлось снять.

Это мероприятие наглядно показывает, что если процесс распределения газа в потоке воздуха в горелке должным образом не организован, то добиться удовлетворительного горения газа в объеме топки простыми средствами не удастся.

Котел испытывался при большей производительности: 62—64 т/ч. Результат работы горелок и топки, как и следовало ожидать, оказался совершенно неудовлетворительным. Выше уже отмечалось, что при неизменности конструктивных элементов горелки интенсивность смесеобразования может изменяться лишь в очень узких пределах за счет изменения избытка воздуха в горелке. В данном случае избыток воздуха уменьшился и потери тепла от недожога увеличились.

Пламя горелок было белым, непрозрачным и все время касалось заднего и правого бокового экранов. К. п. д. котла составил 73%,



$F_r = 0,0108 \text{ м}^2$  было уменьшено приблизительно в 2,5 раза — до  $F_r = 0,00443 \text{ м}^2$ , расчетная скорость выхода газа при этом увеличена до 150 м/сек. Кроме того, наконечники всех горелок были выдвинуты внутрь топки на 130 мм по отношению к выходной кромке канала первичного воздуха. Для пропуска через канал аэросмеси в топку небольшого количества воздуха (при неработающих мельничных вентиляторах) была сделана перемычка между коробом вторичного и первичного воздуха.

После этих реконструкций были проведены испытания котла. На рис. 6.3 приведена зависимость потерь тепла вследствие химической неполноты сгорания от избытка воздуха за пароперегревателем, полученная в результате 12 опытов при трех нагрузках котла.

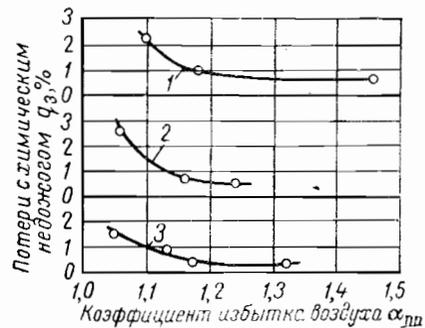


Рис. 6.3. Зависимость потерь тепла с химическим недожогом от избытка воздуха за пароперегревателем котла ТП-150.

1 —  $D \approx 105 \text{ м/ч}$ ; 2 —  $D \approx 135 \text{ м/ч}$ ; 3 —  $D \approx 150 \text{ м/ч}$ .

При снижении коэффициента избытка воздуха до 1,05 потери тепла с химическим недожогом увеличиваются до 4—6%. Котел при этом дымит, на наконечниках горелок и поверхностях нагрева наблюдаются отложения твердого углерода.

Увеличение коэффициента избытка воздуха свыше 1,3 приводит к недостаточному уменьшению потерь тепла с химической неполнотой сгорания ( $q_3 = 1 \div 1,5\%$ ). Все эти данные являются объективным свидетельством плохой организации процесса перемешивания газа с воздухом на выходе из горелки.

В последующем горелки с центральной подачей газа также работали неудовлетворительно на другом аналогичном котле ТП-150 и были заменены горелками с периферийной подачей газа.

Обратимся к результатам сокращенных испытаний трех котлов ТП-230, проведенных Южным отделением ОРГРЭС [165]. Исходная конструкция горелок производительностью  $3200 \text{ м}^3/\text{ч}$  изображена на рис. 6.4. Комбинированная пылегазовая горелка с центральной подачей газа на выходе из амбразуры горелки, сконструирована на базе пылевой горелки ОРГРЭС-ТКЗ. Каждый котел ТП-230 был оборудован шестью такими горелками для сжигания природного газа Шебелинского месторождения.

Газ, подаваемый по центральной трубе, выходил в топку через отверстия насадки. Проектом были предусмотрены насадки трех типов с 24 щелями по окружности, щели размещались под углом в  $20^\circ$  к оси насадки в правую или левую сторону. Насадки отличались между собой длиной щели, а тем самым и общим сечением для выхода газа. Для насадки № 1 оно составляло  $0,0095 \text{ м}^2$ , для насадки № 2 —  $0,0075 \text{ м}^2$ , для насадки № 3 —  $0,0054 \text{ м}^2$ ; при производительности

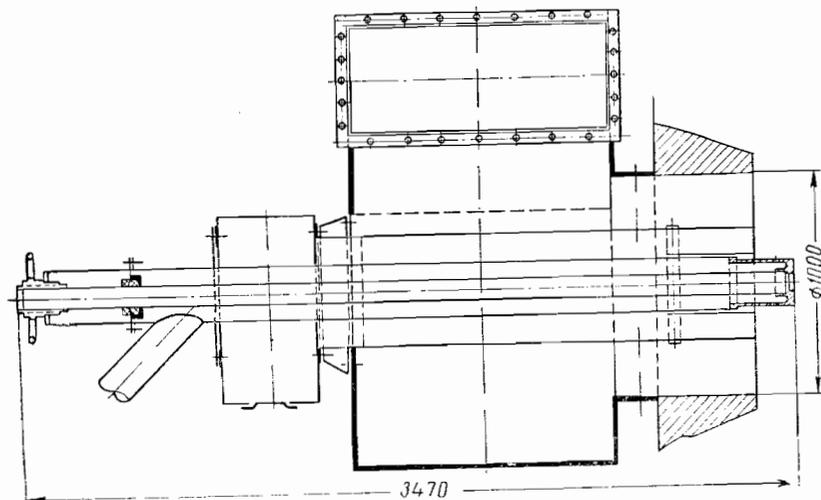


Рис. 6.4. Комбинированная пылегазовая горелка с центральной подачей газа на выходе из амбразуры горелки, сконструированная на базе пылевой горелки ОРГРЭС-ТКЗ.

Производительность по газу  $3200 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

горелки по газу  $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$  скорость выхода газа из отверстий насадки (без поправки на изменение температуры газа) соответственно равна 88, 111, 154 м/сек.

При испытаниях, помимо проектных насадок, подверглись проверке и их модификации. Основные размеры насадок и некоторые условия их испытаний приведены в табл. 6.1.

При наладочных испытаниях котла был срезан конический раструб на канале аэросмеси и заменен цилиндрической обечайкой (по типу горелок Бабкок-ТКЗ). В дальнейшем испытывали горелки измененной конструкции. Все отличие их от конструкции горелки, изображенной на рис. 6.2, заключалось в амбразуре. У некоторых горелок (рис. 6.5) амбразуры горелок остались раскрывающимися до диаметра 1400 мм, а у других амбразуры были уменьшены до 1100 мм, что приводило к небольшому раскрытию амбразуры (с диаметра 1000 на 1100 мм).



К 1958 г. в системе Мосэнерго свыше 50 котельных агрегатов производительностью от 7 до 230 т/ч перевели на сжигание природного и смешанного газа.

Основное топливо на большинстве электростанций — донецкий тощий уголь и частично мазут.

Газ, поступающий на электростанции Москвы, представляет собой смесь природных газов Саратовского, Дащавского, Ставропольского месторождений, газа от коксовых заводов и попутного газа.

Теплота сгорания этого газа колеблется в широких пределах (от 6300 до 8500 ккал/м<sup>3</sup>) в зависимости от процентного содержания отдельных газов в смеси.

В коксовом газе более 50% составляет свободный водород. Несмотря на высокое парциальное давление водяных паров, точка росы продуктов сгорания газового топлива значительно ниже (около 60° С), чем у продуктов сгорания тощих углей, так как в них отсутствуют сернистые соединения. Поэтому сжигание газа на электростанциях Мосэнерго не вызвало каких-либо заметных коррозионных явлений [35].

Котлы ТП-170-1 были запроектированы для сжигания подмосковного угля и саратовского газа. Они оборудованы шестью пылеугольными турбулентными горелками, расположенными на боковых стенках топki, и тремя целевыми газовыми горелками, расположенными на фронтальной стенке топki, выше пылеугольных на 2600 мм.

В процессе первого же пуска одного из этих котлов выявилось, что прямоточные щелевые горелки конструкции ТКЗ (см. рис. 5. 9) создают прозрачный беспламенный факел, оканчивающийся на расстоянии примерно 1,5 м от горелок, вследствие чего нельзя было поднять нагрузку котла выше 30 т/ч из-за высокой температуры перегрева пара (до 530° С); при этом вся питательная вода, подаваемая в котел, шла через пароохладитель.

Для обеспечения нормальной температуры перегрева Мосэнерго-проект предусматривал опустить газовые горелки и встроить их в пылеугольные, т. е. создать комбинированные пылегазовые горелки.

В основу проектирования новых горелок при этом были положены следующие требования:

а) отсутствие предварительного перемешивания газа с воздухом, что должно обеспечивать получение светящегося факела;

б) равенство величин  $Q_{г} v_{г}$  и  $Q_{в} v_{в}$ , т. е. при скорости выхода воздуха 33—35 м/сек скорость истечения газа была принята 40 м/сек.

Газовая горелка, приведенная на рис. 6. 6, устанавливалась по оси пылевой горелки и состояла из двух труб, в промежутке между которыми газ поступал к наконечнику с продольными отверстиями параллельно его образующей.

Эти горелки позволили поднять нагрузку котла до номинальной при нормальной температуре перегретого пара. Однако они не обеспечивали хорошего перемешивания газа и воздуха в топке, что

приводило к потерям тепла от неполноты сгорания газа и к образованию сажи на экранах и конвективных поверхностях котла.

Отметим, что выходная скорость газа для обеспечения условий хорошего смешения была выбрана в соответствии с рекомендацией работы [54] из следующего неравенства весовых скоростей газа и воздуха

$$\gamma_{г} v_{г} = 1,2 \gamma_{в} v_{в}$$

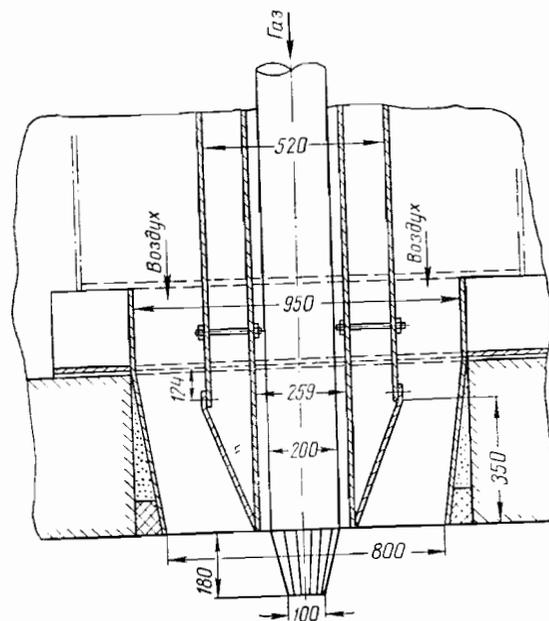


Рис. 6. 6. Первоначальный вариант газовой горелки Мосэнергопроекта для котла ТП-170-1 [35].

Все же это не обеспечило условий хорошего смешения, что вполне естественно. Из приведенной выше методики расчета горелок можно видеть, что это уравнение не может определять скорости газа, обеспечивающей хорошее смешение газа с воздухом, так как не скорость, а глубина проникновения струй определяет распределение и смешение газа с воздухом.

Однако вернемся к переделкам на котле ТП-170-1.

После того как в устье канала вторичного воздуха были вставлены два усеченных конуса для направления потока воздуха к корню факела (приближение потока воздуха к месту выхода газа), работа горелок несколько улучшилась.

Как показали испытания котла при  $\alpha = 1,15 \div 1,2$  (за котлом), горение полностью заканчивалось на высоте 5 м от горелок, не было потерь тепла от неполноты сгорания, сажа не выделялась. Но вставка усеченных конусов в канал вторичного воздуха нарушала аэродинамическую схему сжигания пылевидного топлива.

Поэтому согласно новому проекту усеченные конусы были убраны, газовый наконечник снабжен косыми прорезями под углом к образующей для выхода газа.

Комбинированная пылегазовая горелка с центральной подачей газа на выходе из амбразуры, спроектированная Мосэнерго на базе пылеугольной горелки Бабкок-ТКЗ для котлов производительностью 170—230  $m^3/ч$ , аналогична горелке, приведенной на рис. 6. 2. Как отмечается в работе [35], наблюдения за горелкой в период эксплуатации показали, что при измененной форме ее наконечника горение проходит без химического недожога. Однако результаты

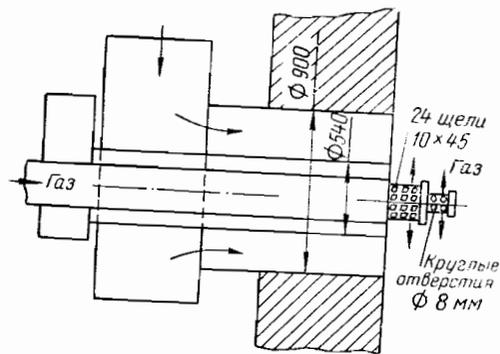


Рис. 6. 7. Схема комбинированной пылегазовой горелки ТКЗ на выходе из амбразур.

а — с наконечником, имеющим 24 щели размером  $10 \times 45$  мм; б — с наконечником, имеющим несколько рядов круглых отверстий диаметром 8 мм.

выходе из амбразур — горелки ТКЗ. Эта горелка производительностью 2400  $m^3/ч$ , сконструированная Таганрогским котельным заводом, показана схематически на рис. 6. 7.

Газовый наконечник горелки имел 24 щели размером  $10 \times 45$  мм с шагом между отверстиями 20 мм. Выходная скорость газа составляла всего лишь 42,2  $m/сек$ , т. е. столько, сколько рекомендуется принимать в работе [54].

В работе [101] отмечается, что горелка ТКЗ создавала светящийся факел пламени с отдельными языками, достигающими кипятильного пучка, и частыми случаями дымления котла. Потери тепла от химического  $q_3$  и механического  $q_4$  недожогов составляли согласно данным, приведенным в работе [101], 2,7%.

Для улучшения смешения горелка была переделана: щели заменены несколькими рядами круглых отверстий диаметром 8 мм и шагом между ними в 35 мм. При этом скорость истечения газа увеличена до 200  $m/сек$ .

Переделка привела к уменьшению языков пламени, однако случаи дымления не устранила, и сумма потерь тепла от недожога ( $q_3 + q_4$ ) возросла с 2,7 до 3,5%.

Результаты испытаний позволяют сделать некоторые выводы. Во-первых, во всех рассмотренных горелках имел место химический недожог. Хотя в одном случае [35] и отмечалось, что химический недожог отсутствовал, но данными испытаний это не подтверждалось.

Во-вторых, изменение скоростей истечения газа от 40 до 200  $m/сек$  не приводило к заметному улучшению процессов смешения, а следовательно, сжигания газа, наоборот, в ряде случаев даже ухудшалась сгорание.

В-третьих, результаты испытаний и приведенные рекомендации по переделке горелок (одни, основанные на увеличении скоростей истечения газа, а другие, наоборот, на их уменьшении) показывают, что еще нет ясности, как же нужно организовать процесс смешения газа в горелках.

Все это позволяет сделать вывод, что для разработки основ расчета таких газовых горелок необходимо знать закономерности развития газовых струй различных диаметров, разной формы, вытекающих в поперечный поток воздуха при различных скоростях истечения. Нужно затем связать процессы смешения с характером процесса сжигания газа. Это необходимо потому, что практический интерес представляют горелки, не только обеспечивающие полное сжигание, но и создающие факел пламени разной светимости — светящийся и несветящийся.

#### ПЫЛЕГАЗОВЫЕ ГОРЕЛКИ С ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА В АМБРАЗУРУ

В работе [112] отмечается, что горелки с периферийной подачей газа принципиально лучше, чем с центральной. Мотивируется это тем, что на периферии на единицу длины радиуса по сечению горелки приходится большая масса воздуха, чем в центральной части горелки. Поэтому в первую очередь и рекомендуется подавать газ в периферийные слои. Это положение справедливо только частично. Действительно, в периферийные слои должно быть подано большее количество газа соответственно проходящему там большему расходу воздуха. Все же если газовые струи проникнут в поток на малую глубину или по выходе из отверстий сольются в сплошное газовое облако, то и в этих горелках не удастся избежать потерь тепла от химической неполноты сгорания газа. Если были бы известны закономерности развития струй в поперечном воздушном потоке, то на периферию можно было бы подать газ и с центра горелки и тогда не было бы никакого принципиального преимущества горелок с периферийной подачей.

В горелках, созданных не на основе расчета, недостатки смешения газа с воздухом более остро проявляются при центральной подаче газа (в условиях смешения газа в горелке с малым расходом воздуха, проходящим вблизи ее оси), чем при периферийной.





Пылегазовая горелка этого типа была получена в результате реконструкции проточной части пылеугольной горелки ОРГРЭС-ТКЗ. Кроме того, к ней была добавлена газовая часть горелки. Выше уже отмечалось, что впервые такие горелки были применены на киевских электростанциях. Затем они были модернизированы проектно-конструкторским бюро Харьковэнерго и применены в ряде котлов электростанций.

Пылепроточная часть горелки выполнена в виде телескопической трубы. Благодаря такому устройству можно втягивать конус-рассекатель и раструб внутрь горелки при работе на газе, предохраняя их от сгорания, и выдвигать их в топку при переходах на сжигание угольной пыли. Передняя часть трубы 1 неподвижная,

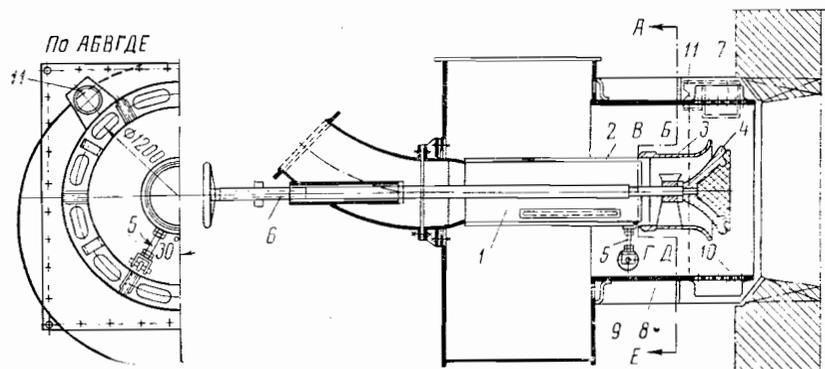


Рис. 6. 9. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа в амбразуру горелки (на базе пылеугольной горелки ОРГРЭС-ТКЗ).

является направляющей для второй части трубы 2, несущей на конце чугунный раструб 3 и конус 4. Для исключения возможных перекосов и облегчения осевого перемещения подвижная часть трубы опирается на каретку 5 с двумя роликами. Это уже конструктивное улучшение по сравнению с горелкой, примененной в работе [112]. При работе котла на пыли подвижная часть трубы 2 выдвигается в топку вращением винта посредством штурвала. Винт, ввинчиваясь в гайку, перемещает при помощи тяги 6 конус и раструб. Чтобы неподвижная часть телескопической трубы не вращалась, к ней приварен палец, который может перемещаться только в осевом направлении в щели, прорезанной в неподвижной части телескопической трубы. Для защиты от угольной пыли в периоды работы на пыли резьба винта заключена в защитное устройство, оканчивающееся сальниковым уплотнением.

Воздух при работе горелки как на пыли, так и на газе поступает в улитку и из нее попадает в воздушный канал горелки. При работе на пыли через улитку горелки проходит около 75% воздуха, поступающего в топку, а остальные 25% подаются вентилятором первичного воздуха вместе с пылью по каналу аэропыли. При работе

на газе через улитку проходит весь воздух. Небольшое количество воздуха поступает из улитки через кольцевой канал для охлаждения газовой камеры.

Газовая часть горелки по сравнению с примененной в работе [112] также изменена. Она состоит из кольцевой камеры 7, приваренной к наружной стороне обечайки воздушного канала 8. В стенке этой обечайки, являющейся стороной газовой камеры, просверлены семь рядов отверстий диаметром 5 мм для выхода газа.

Практика эксплуатации этих горелок показала, что сварной шов газовой камеры, обращенный в сторону амбразур горелки, часто прогорал, что выводило горелки из строя. Поэтому было сконструировано водяное охлаждение этого шва. Однако водяное охлаждение камеры оказалось недостаточно надежным в работе, и персонал электростанции отказался от него.

#### Расчетная характеристика пылегазовой горелки с периферийной подачей газа, показанной на рис. 6.9

Производительность горелки по газу, м <sup>3</sup> /ч	3000
Диаметр газовых сопел, мм	5
Шаг между рядами газовых сопел, мм	45
Шаг между газовыми соплами в ряду, мм	84
Расположение газовых сопел	шахматное
Количество газовых сопел в горелке	280
Скорость газа в соплах при температуре газа 10° С, м/сек	157
Скорость газозвушной смеси в амбразуре горелки, м/сек	29,6
Расчетное сопротивление горелки по газу при номинальной производительности (двухкамерная горелка), мм вод. ст.	2270

В амбразуре горелок обеспечивается устойчивое горение с прозрачным несветящимся факелом пламени. Испытания по определению эффективности работы этих горелок проводились на котле высокого давления паропроизводительностью 105 т/ч при давлении в барабане 85 ат и температуре перегрева пара 500° С. Три горелки установлены на фронтальной стене топки котла по треугольнику. Во всех опытах проводился полный анализ уходящих газов на аппарате ВТИ-2.

Потеря тепла от химического недожога при изменении коэффициентов избытка воздуха при двух нагрузках представлена на рис. 6. 10. Из приведенного графика видно, что потеря тепла с химическим недожогом для данных горелок при  $\alpha = 1,1 \div 1,4$  практически не менялась и составляла 1,3—1,5%. Уменьшение избытка воздуха в топке ниже 1,1 приводит к резкому росту потери тепла от химического недожога: при  $\alpha = 1,0$   $q_3$  составляет уже 3,5—4,0%. Эти данные получены на основе анализа продуктов сгорания на газоанализаторе ВТИ-2, следовательно, с некоторой погрешностью. Однако это не меняет характера зависимости.

Оптимальный режим работы котла при сжигании природного газа в этих горелках получается при  $\alpha = 1,1 \div 1,15$ . Испытания

показывают, что если конструктивные параметры горелки не отвечают условиям удовлетворительного распределения струй газа в потоке воздуха в горелке, то в дальнейшем изменением форсировки горелки или увеличением избытка воздуха не удастся заметно улучшить ее работу. Так, например, переход с меньшей нагрузки на большую снизил незначительно потери тепла  $q_3$ , в то время как характер зависимости этих потерь от избытка воздуха сохранился. Увеличение коэффициента избытка воздуха от 1,15 до 1,4 совсем не повлияло на снижение величины потерь тепла от недожога (см. рисунок 6. 10).

Существенного снижения потерь тепла от недожога можно добиться лишь изменением размеров отверстий, их числа, распределения по поверхности газовых камер и выбором нужного для данных условий соотношения скоростей газа и воздуха.

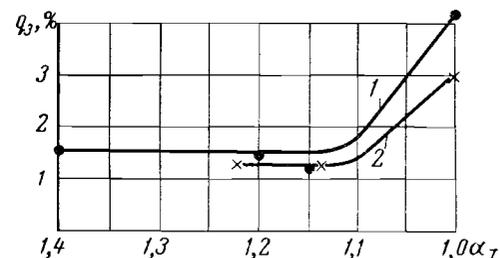


Рис. 6. 10. Зависимость потерь тепла с химическим недожогом от величины избытка воздуха в топке котла производительностью 105 м<sup>3</sup>/ч.

1 —  $D = 65$  м/ч; 2 —  $D = 80$  м/ч.

Для этого необходимо знать закономерность развития струй газа в поперечном потоке воздуха и создать удовлетворительные условия образования газозвушной смеси в горелке. Такая попытка исправления этих горелок (см. рис. 6. 9) была сделана в работе [117].

Ознакомившись с нашей работой [58], проф. О. М. Рабинович с сотрудниками подсчитали, что глубина проникновения газовых струй в закрученный поток воздуха в горелках, установленных на котле, меньше 58 мм. При высоте кольцевого сечения горелки 200 мм газовые струи в воздушном потоке распределяются неудовлетворительно.

В связи с этим было решено изменить расположение и размер газывыдающих отверстий таким образом, чтобы более полно использовать при смесеобразовании сечение канала для прохода воздуха в горелке. С этой целью в существующих газовых камерах горелок одного из котлов высокого давления изменены газывыдающие отверстия (рис. 6. 11).

Напомним, что вначале газовые камеры имели семь рядов газывыдающих отверстий (280 шт.) диаметром 5 мм. Теперь первые два ряда отверстий со стороны топки оставлены прежними, в третьем ряду диаметр отверстий увеличен до 8 мм и в четвертом до 10 мм. Последние три ряда отверстий заварены. Общее сечение газывыдающих отверстий увеличено с 0,0055 до 0,00672 м<sup>2</sup>, а выходная скорость газа снижена со 130—140 до 110—115 м/сек (фактически номинальная производительность горелки составляла не 3000, а 2600 м<sup>3</sup>/ч). Щели для воздушного охлаждения по совету работников

ВТИ были уплотнены асбестом и покрыты со стороны топочной камеры огнеупорной (шамотной) массой.

Испытания котла с измененными газывыдающими отверстиями дали положительные результаты. Потеря тепла от химической неполноты сгорания при нормальных избытках воздуха составляла 0,15—0,2% в диапазоне нагрузок 70—100 м<sup>3</sup>/ч. Горение газа заканчивалось в основном в устье горелок, и факел был прозрачен.

При очередном капитальном ремонте котла старые газовые камеры прямоугольного сечения были заменены камерами овального сечения (проект ПКБ Харьковэнерго). Эта горелка представлена на рис. 6. 12; она отличается от горелки, изображенной на рис. 6. 5, только формой камер.

Сетка газывыдающих отверстий, приведенная на рис. 6. 13, была предложена сотрудниками кафедры котлостроения Харьковского политехнического института [117].

Первый ряд отверстий диаметром 5 мм расположен под углом в 45° с целью охлаждения сварного шва

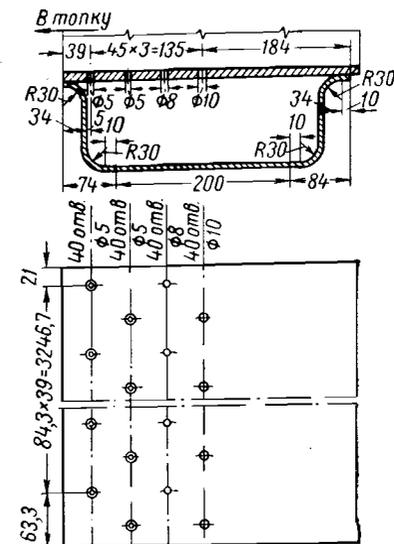


Рис. 6. 11. Газовая камера котла № 7 (продольное сечение и развертка по  $D_{cp} = 1060$  мм).

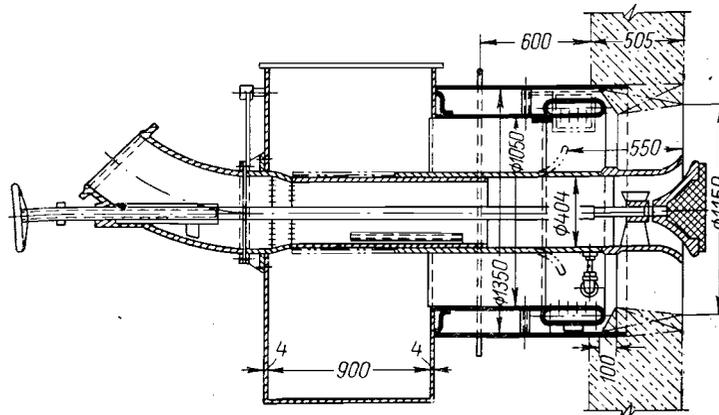


Рис. 6. 12. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа в амбразуру горелки производительностью 3000 м<sup>3</sup>/ч.

в лобовой части камеры; второй — также диаметром 5 мм; третий — диаметром 8 мм; четвертый ряд диаметром 11 мм имел вдвое меньшее количество отверстий, чем предыдущие ряды (17 против 34);

пятый был выполнен с 17 газовыдающими трубками высотой 80 мм и внутренним диаметром 10 мм.

Испытания котла с газовыдающими трубками высотой 80 мм не дали положительных результатов. Факел в топочной камере стал менее прозрачным и удлинился. Потеря тепла  $q_3$  возросла и составляла 0,6—0,8%.

В связи с этим результатом высота трубок была уменьшена до 40 мм, что несколько изменило цвет пламени и уменьшило потерю  $q_3$  до 0,3—0,5%. Графическая зависимость потери тепла от нагрузки в этих двух сериях испытаний котла с газовыдающими трубками различной высоты приведена на рис. 6. 14, на котором видно, что потеря тепла  $q_3$  в обеих сериях испытаний несколько растет с увеличением нагрузки.

Следующие испытания были произведены на другом котле (№ 6) с такими же горелками, снабженном новыми

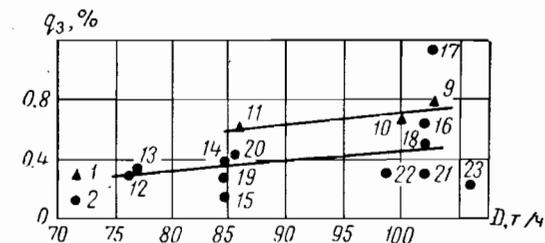


Рис. 6. 14. Зависимость  $q_3$  от нагрузки котлоагрегата.

1 — отверстия диаметром 5, 8, 11 мм и трубки диаметром 10 мм,  $l = 80$  мм; 2 — отверстия диаметром 5, 8, 11 мм и трубки диаметром 10 мм,  $l = 40$  мм.

газовыми камерами овального сечения. Сетка отверстий и их число такие же, как в газовой камере, изображенной на рис. 6. 13, только в последнем ряду вместо трубок просверлено 17 отверстий диаметром 11 мм.

При работе котла № 6 с новыми газовыми камерами факел пламени в топке оказался сравнительно длинным и малопрозрачным. Потеря тепла  $q_3$  при нагрузке котла около 77 т/ч составила 0,4—0,6%, т. е. являлась относительно большой.

Затем первый ряд отверстий со стороны точки был заглушен и взамен него рассверлен в лобовой части камеры под меньшим углом ( $13^\circ$ ) ряд отверстий диаметром 3 мм и между вторым и третьим рядами — дополнительный ряд отверстий диаметром 5 мм. После этой переделки факел пламени стал менее плотным и несколько укоротился. Потери тепла  $q_3$  после переделки газовой камеры со-

ставляли при нагрузке котла порядка 75 т/ч около 0,5%, снижаясь до 0,3% при увеличении нагрузки до 100 т/ч.

На котле № 4 по проекту ПКБ Харьковэнерго были установлены горелки с газовыми камерами, имеющими семь рядов отверстий диаметром 4—7 и 8 мм, размещенных согласно рис. 6. 15. Потеря тепла  $q_3$  составила в среднем 0,4%, несколько снижаясь с увеличением нагрузки.

На основании всех этих испытаний для котлов № 5 и 8 была предложена сетка газовыдающих отверстий, приведенная на рис.

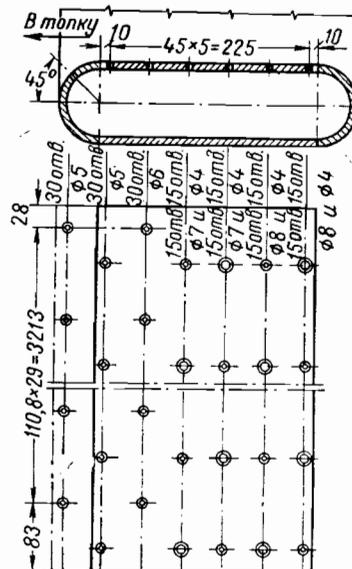


Рис. 6. 15. Газовая камера котла № 4 (продольное сечение и развертка по  $D_{cp} = 1058$  мм). Вариант ПКБ Харьковэнерго.

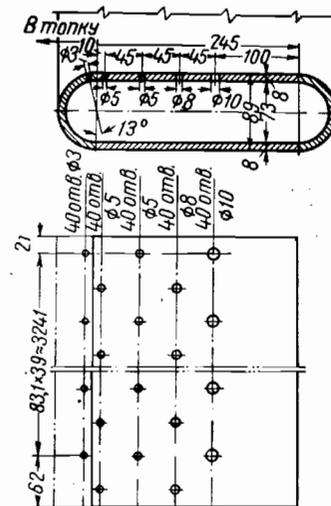


Рис. 6. 16. Газовая камера котлов № 5 и 8 (продольное сечение и развертка по  $D_{cp} = 3058$  мм).

6. 16. Первый ряд отверстий диаметром 3 мм предусмотрен для охлаждения сварного шва в лобовой части газовых камер.

Результаты испытаний котлов с новыми газовыми камерами показали, что  $q_3$  было одинаковым для котлов № 5 и 8 и равно примерно 0,4%. Выходная скорость газа составляла в этих горелках при нагрузках, близких к номинальным, 100—105 м/сек, а газовое сопротивление горелок 70—90 мм рт. ст. Расходная скорость воздуха в горелках равнялась при этом приблизительно 20 м/сек. Авторы работы [117] приводят условную расходную скорость, отнесенную ко всему поперечному сечению горелки.

Из сравнения сеток газовыдающих отверстий для котла № 7 (см. рис. 6. 11) и котлов № 5 и 8 (см. рис. 6. 16) можно видеть, что они почти одинаковы (различие состоит в дополнительном

первом ряду из 40 отверстий диаметром 3 мм в газовых камерах горелок котлов № 5 и 8). Поэтому и потери тепла  $q_z$  в этих котлах оказались также близкими.

Испытания показали, что различие в расстояниях от первого ряда газывыдающих отверстий до топочной камеры не сказалось на результатах. В первом случае (котел № 7) это расстояние составило 400 мм, а во всех остальных случаях 280—300 мм, т. е. значительно меньше.

Сравнение результатов испытаний котлов с прежними горелками, имеющими отверстия одного размера — диаметром 5 мм, и с новыми газовыми камерами показывает, что потеря тепла  $q_z$  уменьшилась примерно с 1,5% по данным работы [24] до 0,3—0,4% по результатам испытаний, т. е. приблизительно в 4—5 раз.

Авторы работы [117] сделали вывод, что соотношение динамических напоров воздуха и газа при применении различных размеров газывыдающих отверстий не может являться сравнительной характеристикой оценки экономичности работы газовых горелок, так как при одной и той же выходной скорости газа дальность газовых струй будет различной в зависимости от диаметра газывыдающих отверстий. Это — совершенно справедливый вывод. Он подтверждает и наши исследования [57].

Поэтому в основу сравнения различных типов газовых камер положена максимальная глубина проникновения струй газа в поток воздуха, подсчитанная по данным нашей работы [58].

На основании отрицательного влияния газывыдающих трубок на горение в работе [117] высказано сомнение, что фактическая глубина проникновения газовых струй в поперечный воздушный поток больше расчетной. Этим, в частности, авторы объясняют увеличение потери  $q_z$  при повышении глубины проникновения струй, выходящих из трубок, так как струи попадают ближе к центральной области, где создается недостаток воздуха. Этот вывод неверен, о влиянии трубок сказано в главе 7.

В заключение рассмотрения этой работы подчеркнем еще один интересный факт. Применение газывыдающих отверстий различного размера, выбранных по расчету, улучшает смесеобразование в горелках и позволяет снизить потери тепла от химической неполноты сгорания. Это — следствие испытаний горелок с различными сетками газывыдающих отверстий — подтверждает наши выводы и рекомендации по конструированию и расчету газовых горелок [56—61].

Ознакомьтесь теперь с результатами испытаний в системе Харьковэнерго комбинированных пылегазовых горелок, сконструированных на базе пылевых горелок Бабкок-ТКЗ, по работе А. Ф. Боева [21].

Такая горелка с двухслойной телескопической трубой приведена на рис. 6. 17. Газовая часть горелки состоит из одной кольцевой газовой камеры 1, образованной двумя обечайками. Газ подводится к ней по газопроводу 9 и выходит через газывыдающие отверстия 3 диаметром 8 мм, просверленные в стенке газовой камеры. Струи

газа выходят перпендикулярно к направлению воздушного потока 4, проходящего через горелку в аксиальном направлении. Газовая камера охлаждается воздухом, поступающим из улитки 7 через окна 8 в кольцевой камере 10. Канал аэропыли 2 выполнен в виде двухслойной телескопической трубы, состоящей из наружной не-

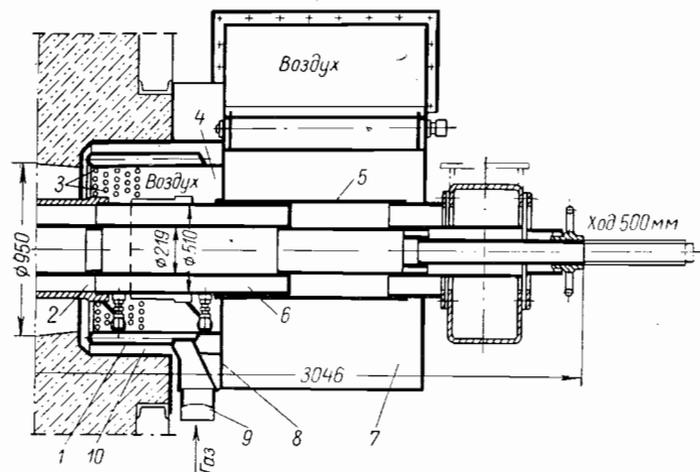


Рис. 6. 17. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа (сконструированная на базе пылевой горелки Бабкок-ТКЗ).

подвижной трубы 5 и внутренней подвижной трубы 6. Неподвижная часть телескопической трубы служит направляющей для подвижной части. Последняя опирается на каретку 7 с катками 8. Подвижная часть телескопической трубы перемещается винтом (с ходом в 500 мм), который при вращении штурвала втягивает ее внутрь горелки или выдвигает в амбразуру топки.

**Расчетная характеристика однокамерной комбинированной пылегазовой горелки с двухслойной телескопической трубой**

Производительность горелки по газу, $\text{м}^3/\text{ч}$ . . . . .	2200
Диаметр газовых отверстий, мм . . . . .	8
Шаг между рядами отверстий, мм . . . . .	50
Шаг между газовыми отверстиями в ряду, мм . . . . .	113
Расположение газовых отверстий . . . . .	шахматное
Количество газовых отверстий в горелке . . . . .	125
Скорость газа в отверстиях при температуре газа $10^\circ \text{C}$ , $\text{м}/\text{сек}$ . . . . .	101
Скорость газозадушной смеси в амбразуре горелки, $\text{м}/\text{сек}$ . . . . .	26,2
Расчетное сопротивление горелки по газу при номинальной производительности, мм вод. ст. . . . .	935

Недостатком конструкции является неправильное телескопическое соединение подвижной 6 и неподвижной 5 частей телескопической

трубы. При такой конструкции в период работы котла на пыли щель телескопического соединения труб забивается иногда угольной пылью и механизм передвижения может отказать в работе. Поэтому при изготовлении таких горелок телескопическое сопряжение должно выполняться так, чтобы исключалась возможность забивания пыли в щель между подвижной и неподвижной частями труб. А. Ф. Боев [21] рекомендует выполнять это соединение, как показано на рис. 6. 18.

При испытаниях котла с комбинированными горелками (см. рис. 6. 17) оказалось, что потеря тепла от химической неполноты сгорания составляла 0,35—0,65% при оптимальных избытках воздуха (1,05—1,08). Потеря тепла в котлах, оборудованных этими горелками, значительно снизилась по сравнению с котлами, имеющими горелки, сконструированные на базе ОРГЭС-ТКЗ (см. рис. 6.9), по данным работы [22].

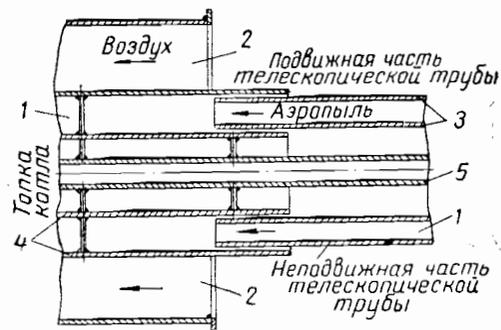


Рис. 6. 18. Двухслойная телескопическая труба.

1 — кольцевое пространство для аэропыли; 2 — кольцевое пространство для воздуха; 3 — обечайки; 4 — объемлющие части трубы; 5 — внутренняя часть телескопической трубы.

В результате лишь более поздних работ [57, 117] специальным подбором сеток газовыдающих отверстий удалось в котлах с горелками ОРГЭС-ТКЗ снизить потерю тепла  $q_3$  до 0,2%.

Эти работы наглядно показали, что потери тепла обусловлены не конструкцией горелок, а являются следствием недостатков в процессах взаимодействия и смешения газовых струй с воздушным потоком в горелке.

В системе Мосэнерго также применялись комбинированные круглые горелки с периферийной подачей газа в амбразуру, сконструированные на базе пылевой горелки ОРГЭС-ТКЗ (рис. 6. 19). В этих горелках газовые камеры располагались в 300—500 мм от края обмуровки с тремя рядами газовыдающих отверстий диаметром 8 мм. По данным работы [35] такие горелки не полностью себя оправдали. Основной их недостаток заключается в том, что они выдают полупрозрачный факел пламени, вследствие чего температура перегретого пара повышается (раньше котлы работали на донецком тощем угле). Сопротивление горелки по газу против проектных 400 мм вод. ст. при номинальной производительности горелки 3000 м<sup>3</sup>/ч и выходной скорости газа 37 м/сек достигало 700—800 мм вод. ст.

Так как канал аэросмеси не мог втягиваться внутрь горелки, то для предохранения его от обгорания он охлаждался воздухом.

Расход электроэнергии на работу мельничного вентилатора 1 кВт-ч на каждую тонну пара.

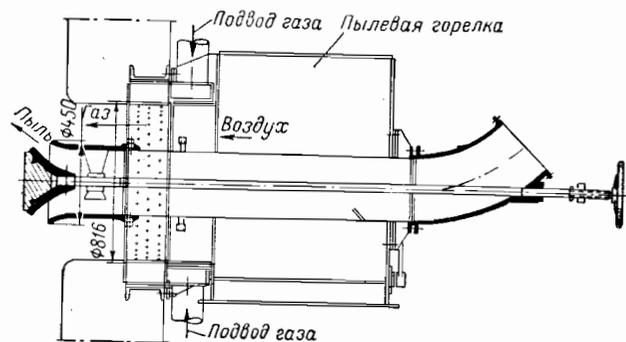


Рис. 6. 19. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа производительностью по газу 3000 м<sup>3</sup>/ч.

На рис. 6. 20 показана реконструированная Мосэнерго комбинированная пылегазовая горелка ОРГЭС-ТКЗ, у которой газовая

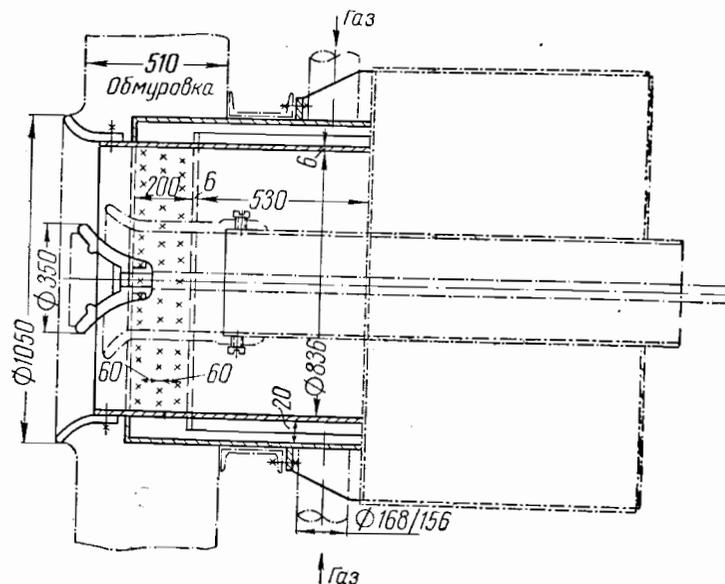


Рис. 6. 20. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа конструкции Мосэнерго.

часть представляет газовую камеру шириной 200 мм, связанную с кольцевым подводящим каналом. Камера приварена к амбразуре вторичного воздуха и расположена на расстоянии 250 мм от края

обмуровки. Производительность горелки  $4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Газ из камеры выходил из трех рядов отверстий диаметром  $8 \text{ мм}$ .

Во избежание попадания газа в пылесистему и для охлаждения пылевой части горелки к каналу аэросмеси непосредственно у горелки подключен перемычкой вторичный воздух.

Результаты опытов, проведенных в процессе наладки котлов ( $70 \text{ т/ч}$ ,  $65 \text{ ат}$ ,  $485^\circ \text{ С}$ ) электростанции Мосэнерго [34], показали, что при избытке воздуха за пароперегревателем  $\alpha_{\text{шт}} = 1,2$  потери тепла от химической неполноты сгорания газа не превышали  $0,3\%$ . Потери  $q_3$  не зависели от нагрузки котла и теплонапряжения топочного объема ( $Q/V_T$  от  $90 \cdot 10^3$  до  $145 \cdot 10^3$ ). При этом горение заканчивалось полностью на высоте  $4-5 \text{ м}$  выше горелок. При нагрузке котла  $70 \text{ т/ч}$  скорость воздуха составляла  $40 \text{ м/сек}$ , а скорость газа  $47 \text{ м/сек}$ . Сопротивление горелки при максимальной нагрузке  $800 \text{ мм вод. ст.}$

На рис. 6. 21 показана реконструированная Московским филиалом института Оргэнергострой горелка ОРГРЭС-ТКЗ, газовая часть которой выполнена в виде кольца из стальной трубы диаметром  $159 \times 4,5 \text{ мм}$ , на внутренней стороне которого в два ряда сверлены  $144$  отверстия диаметром  $7 \text{ мм}$  [104].  $72$  отверстия первого ряда (со стороны фронта котла) имеют направление, перпендикулярное к оси горелки (угол  $90^\circ$ ). Оси отверстий второго ряда отклонены на  $30^\circ$  от этого направления (по потоку) в сторону топки ( $\alpha = 60^\circ$ ). Газовое кольцо установлено в обмуровке на расстоянии  $500 \text{ мм}$  от оси кольца до внутренней поверхности обмуровки.

Три горелки установлены в один ряд на фронтальной стене в трехбарабанном вертикально-водотрубном котле системы ЦККБ ( $90/110 \text{ т/ч}$ ,  $32 \text{ ат}$ ,  $425^\circ \text{ С}$ ). В топке установлены еще две пылеугольные прямоточные горелки с двусторонней подачей газа в амбразуру горелки; производительность их  $1870 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Горелки на рис. 6. 21 предназначены для сжигания газа Саушинского месторождения с теплотой сгорания  $Q_H^p = 8290 \text{ ккал/м}^3$ .

**Расчетная характеристика горелки по данным Московского филиала института Оргэнергострой**

Производительность по газу, $\text{м}^3/\text{ч}$ . . . . .	2100
Диаметр выходных отверстий для газа, $\text{мм}$ . . . . .	7
Количество выходных отверстий для газа . . . . .	144
Скорость газа на выходе из отверстий, $\text{м/сек}$ . . . . .	106
Скорость воздуха, $\text{м/сек}$ . . . . .	18,1
Количество газоподводящих труб . . . . .	1
Диаметр » » (внутренний), $\text{мм}$ . . . . .	150
Скорость газа в газоподводящей трубе, $\text{м/сек}$ . . . . .	33,4
Газовое сопротивление горелки, $\text{мм вод. ст.}$ . . . . .	1119

Горелки испытывались трестом Укрорганерго. Наблюдения за факелом пламени показали, что при нагрузке котла  $120 \text{ т/ч}$  факел в основном несветящийся, со слабо фиолетовым оттенком, без пульсаций. Периодически появлялись языки пламени светло-желтого цвета. Процесс горения в топочной камере полностью не заканчивался.

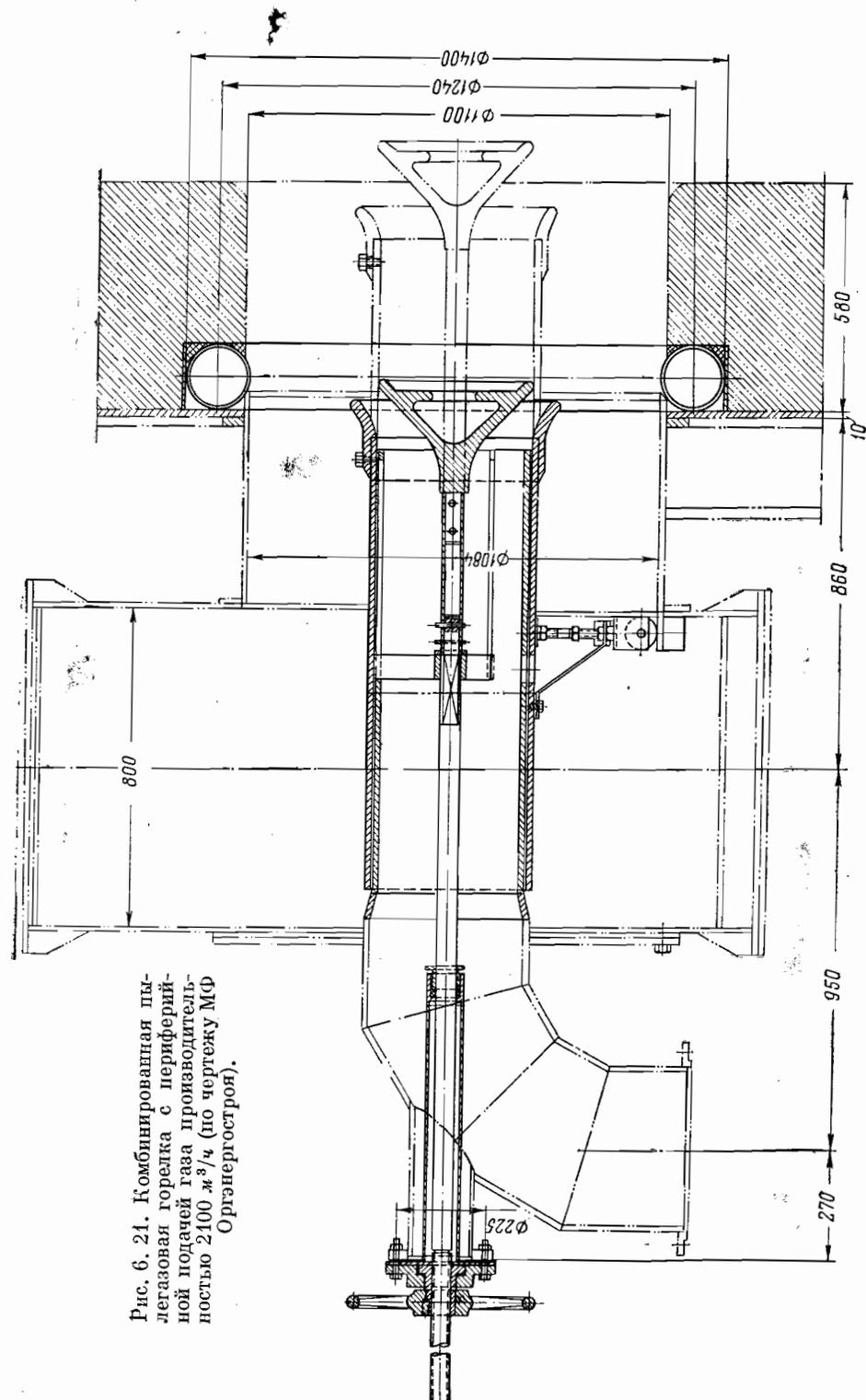


Рис. 6. 21. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа производительностью  $2100 \text{ м}^3/\text{ч}$  (по чертежу МФ Оргэнергострой).

В газоходе перед пароперегревателем обнаружено незначительное количество водорода. При нагрузке котла 108 т/ч факел пламени у средней и правой фронтальных горелок прозрачный и короткий, у левой горелки — несколько удлинённый и ярко-желтого цвета. Факелы боковых горелок незначительно пульсировали. Процесс горения заканчивался в топочной камере полностью. При нагрузке 89 т/ч факел у фронтальных горелок был слабо светящимся и удлинён, у боковых горелок факел ярко-желтого цвета. В уходящих газах обнаружены продукты неполного горения, составлявшие потерю тепла от химической неполноты сгорания около 0,45%. При нагрузке котла 71 т/ч факел у фронтальных и боковых горелок удлинён и светло-желтого цвета; при этом потеря тепла от химической неполноты сгорания составляла 0,36%.

Испытаниями установлено, что сечение канала вторичного воздуха велико и не соответствует производительности горелки. Скорости воздуха в фронтальных горелках меньше рекомендуемых; они изменялись при испытаниях в пределах 17,7—8,9 м/сек.

На основании испытаний сделан вывод, что котел с такими горелками работает устойчиво и надежно с производительностью 120 т/ч. Тепловое напряжение топочного объема при этом составляет  $126 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>3</sup> · ч.

Присоединяясь к выводам, полученным в результате испытаний, подчеркнем, что процесс смесеобразования в этих горелках (см. рис. 6. 21) организован принципиально правильно. Имевшие место при испытаниях потери тепла от химической неполноты сгорания при малых нагрузках котла (71 и 89 т/ч), по-видимому, объясняются неправильным распределением воздуха между горелками.

Рассмотрим данные обследования работы этих горелок, приведенные в работе [109]. Горелки аналогичной конструкции, но несколько других размеров установлены на котлах Волгоградской ГРЭС. Производительность горелок приблизительно 2500 м<sup>3</sup>/ч. Газ выходит со скоростью 100 м/сек также из двух рядов отверстий диаметром 7 мм, размещенных с шагом  $s = 36 \div 24$  мм, в поток воздуха, имеющий расходную скорость 24 м/сек. В работе [109] положительно оцениваются простота и компактность конструкции газораспределительной камеры, но отмечается и недостаток: половина струи у нее направлена по ходу воздушного потока (под углом в 60° к оси горелки). Это обстоятельство является причиной появления химического недожога в 3%, подсчитанного по обратному балансу. Предлагается второй ряд отверстий направить не по потоку, а навстречу воздушному потоку, т. е. под углом в 120° к оси горелки.

Однако в горелке данной конструкции это выполнить трудно, так как расширяющиеся струи могут касаться края канала вторичного воздуха. По расчету легко подсчитать систему газораспределительных отверстий, обеспечивающих полное сгорание газа при углах атаки струй в 90 и 60°

На рис. 6. 22, а и б приведена комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа, реконструированная Московским филиалом института Оргэнергострой. Газовая часть горелки также состоит из кольцевой газовой камеры, ограниченной наружной поверхностью патрубка вторичного воздуха и кольцевой обечайкой шириной 200 мм, приваренной к заделанной в обмуровку части этого патрубка. Газ к газовой камере подводится двумя трубами диаметром  $133 \times 3,5$  мм, а выходит в канал вторичного воздуха через отверстия диаметром 7 мм, просверленные в стенке патрубка в три ряда (с шагом между рядами 50 мм и по 72 отверстия в каждом ряду). Подвод газа извне осуществлен одной трубой диаметром  $159 \times 4,5$  мм. Расстояние от оси газовой камеры до поверхности обмуровки равно 400 мм.

Горелка предназначалась для сжигания природного газа Шеллинского месторождения.

#### Расчетная характеристика горелки

Производительность по газу, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	3060
Скорость газа в газоподводящей трубе, м/сек . . . . .	48
Скорость газа в газораспределительных трубах, м/сек . . . . .	34
Диаметр газораспределительных отверстий, мм . . . . .	7
Число выходных отверстий . . . . .	216
Скорость газа на выходе из отверстий, м/сек . . . . .	102
Скорость вторичного воздуха, м/сек . . . . .	38
Сопротивление горелки по газу, мм вод. ст. . . . .	1145
Коэффициент избытка воздуха в топке . . . . .	1,15

Рассмотрим результаты испытаний бригады ЦКТИ под руководством В. Р. Теренкаль [143] комбинированных пылегазовых горелок (рис. 6. 23) конструкции МФ института Оргэнергострой, установленных на котле ТП-70 Приднепровской ГРЭС. Котельный агрегат, выполненный по П-образной компоновке, является головным образцом мощных отечественных котлов, выпускаемых Таганрогским котельным заводом. Котел рассчитан на паропроизводительность 430 т/ч, давление в барабане 110 ат, температуру перегретого пара 540° С при температуре питательной воды 215° С.

Топочная камера, полностью экранированная трубами диаметром 60 × 5 мм с шагом 64 мм, рассчитана на видимое теплонепределение  $Q/V_T = 110 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>3</sup> · ч. Двенадцать комбинированных пылегазовых горелок с периферийной подачей газа и шесть дополнительных горелок, предназначенных для увеличения температуры перегрева пара, были установлены в топочной камере. Из них десять комбинированных горелок и все дополнительные расположены на фронте в три яруса с расстоянием между ярусами примерно 3 м. В первом и во втором ярусах соответственно расположены шесть и четыре комбинированные горелки. Две комбинированные горелки расположены на боковых стенах топки, несколько ниже первого яруса горелок. Все дополнительные горелки размещены в третьем ярусе. Все пылегазовые горелки оборудованы мазутными форсунками с паровым распыливанием.

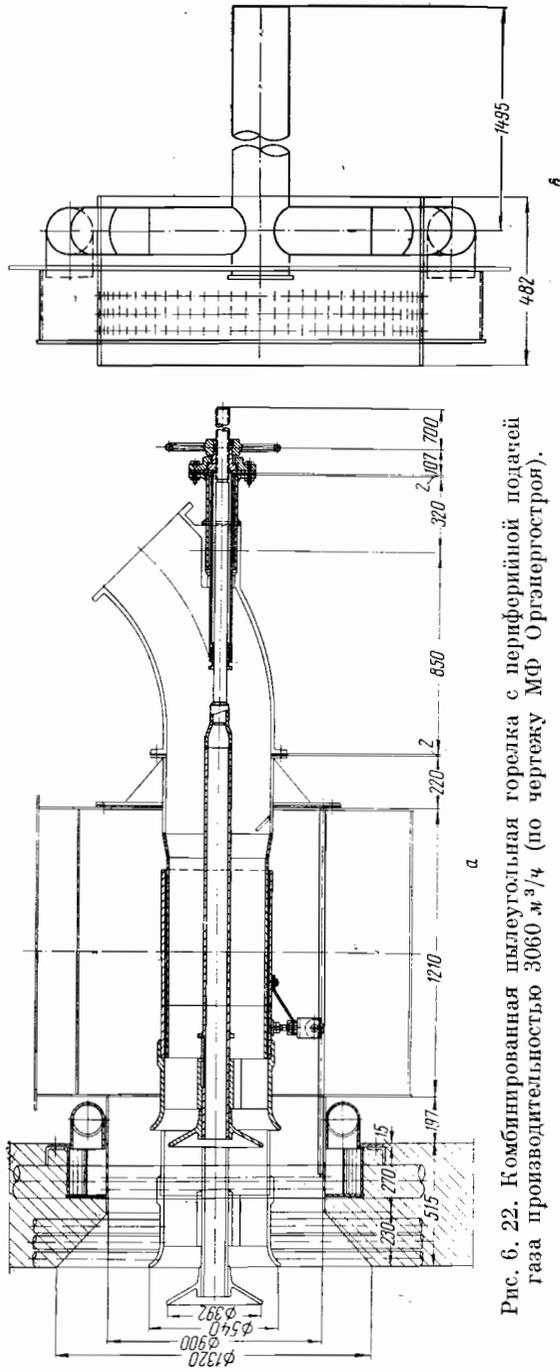


Рис. 6. 22. Комбинированная пылеугольная горелка с периферийной подачей газа производительностью 3060 м<sup>3</sup>/ч (по чертежу МФ Оргэнергостроя).

Котел с момента пуска и в период проведения испытаний [143] работал на одном лишь природном газе Шебелинского месторождения, теплота сгорания газа  $Q_H^p = 9020$  ккал/м<sup>3</sup>.

Во время проведения опытов по широкой программе изменялись паропроизводительность котла от 261 до 438 т/ч, видимое теплонепряжение топочного объема от  $64 \cdot 10^3$  до  $108 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>3</sup> · ч, избыток воздуха в топке от 1,04 до 1,46, отношение количества первичного воздуха к общему количеству воздуха, поступающего в топку, от 2,1 до 33,4%.

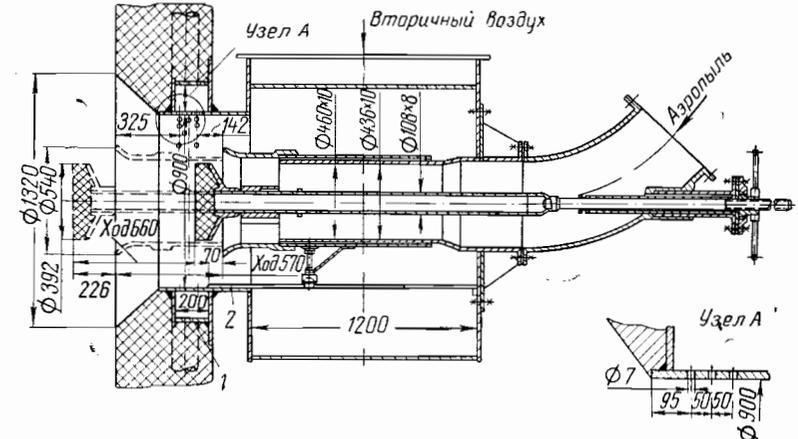


Рис. 6. 23. Комбинированная пылегазовая горелка конструкции МФ Оргэнергостроя на котле № 11 Приднепровской ГРЭС. Производительность горелки  $V = 3000$  м<sup>3</sup>/ч;  $v_r = 100$  м/сек;  $v_B = 26$  м/сек.

Данные воздушного баланса топки при работе двенадцати основных пылегазовых горелок с подачей первичного воздуха (около 20%) и воздушные режимы работы комбинированных горелок приведены на рис. 6. 24.

Зависимость изменения избытка воздуха в топке от ее видимого теплонепряжения установлена по данным испытаний. По условиям поддержания необходимой температуры перегрева пара опыты проведены при минимально возможном избытке воздуха в топке ( $\alpha \approx 1.12$ ), при  $Q/V_T = 90 \cdot 10^3 \div 110 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>3</sup> · ч. Для более низких нагрузок по условиям перегрева пара избыток воздуха  $\alpha = 1.4$ . Присос воздуха в топку колебался в пределах 7—5%, что указывало на достаточную плотность топки.

Средние скорости первичного и вторичного воздуха на выходе из горелок лежали в пределах  $v_{пер} = 14 \div 20$  м/сек и  $v_{втор} = 18$  м/сек, по другим же данным [109]  $v_{втор} = 36$  м/сек.

При изменении  $Q/V_T$  от  $64 \cdot 10^3$  до  $110 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>3</sup> · ч средние выходные скорости газа из отверстий повышались от 54 до 93 м/сек. Процентное содержание CO<sub>2</sub> по ширине топки перед



ширмовым пароперегревателем на двух уровнях (26 м и 32 м) при нагрузке котла 360 т/ч и его работе на 12 горелках позволяет сделать вывод о достаточно равномерной работе топки по ширине. Хорошее перемешивание газов в топочном объеме подтверждается в работе [143] практически одинаковым средним значением  $CO_2$  по высоте выходного окна перед пароперегревателем.

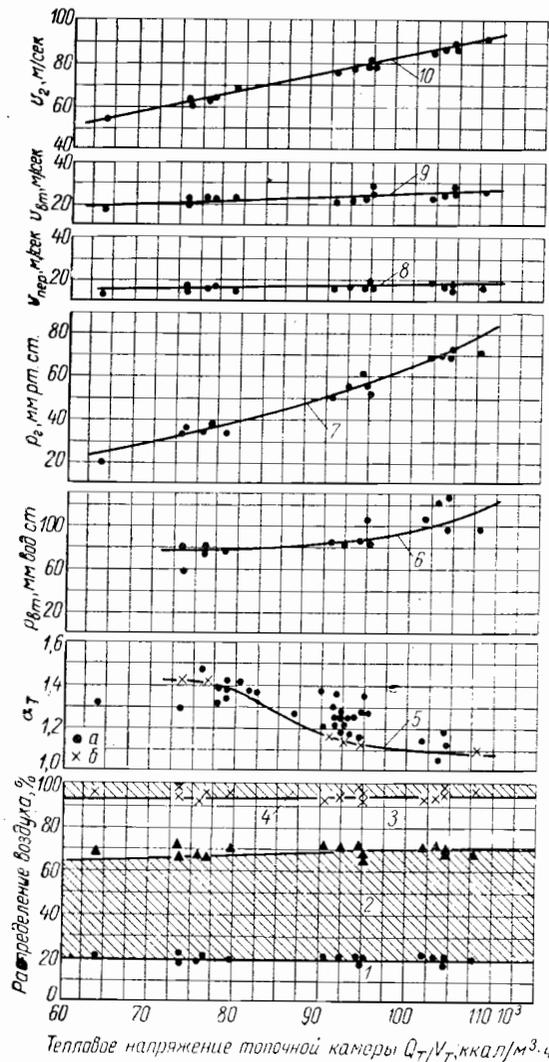


Рис. 6.24. Воздушный баланс топочной камеры при работе 12 пылегазовых горелок и их воздушные режимы [143].

1 — расход первичного воздуха; 2 — расход вторичного воздуха на I ярус горелок; 3 — расход вторичного воздуха на II ярус горелок; 4 — присос в топке; 5 — избыток воздуха в топке (а — данные по балансировым испытаниям, б — данные по налагодочным испытаниям); 6 — давление вторичного воздуха перед горелками; 7 — давление газа перед горелками; 8 — скорость первичного воздуха; 9 — скорость вторичного воздуха; 10 — скорость газа.

На рис. 6.25 приведены интересные данные измерений концентрации  $CO_2$  и  $O_2$  по глубине топки, выполненных под руководством В. Р. Теренкаль. Измерения проведены в районе расположения горелок № 2 (I яруса) и № 8 (II яруса) при нагрузке котла 350 т/ч.

По наблюдениям исследователей процесс горения основной массы газа заканчивается вблизи горелок на расстоянии 2—2,5 м от амбразуры, вся остальная часть топочной камеры заполнена несветящимся пламенем.

Измерения концентрации кислорода в районе расположения газовых отверстий показало, что на расстоянии 10 мм от стенки содержание  $O_2$  снижается до 13%; в сечении, расположенном на расстоянии 80 мм от стенки, газ не обнаружен.

В связи с тем, что газ сжигался при сравнительно умеренных избытках воздуха практически без химического недожога (лишь в некоторых опытах

$q_3 = 0,3 \div 0,5\%$ ) процесс горения заканчивался вблизи горелок, в работе [143] делается вывод о достаточно хорошем смешении газа с воздухом внутри горелки до выхода в топку. Отмечается также, что имевшие место в испытаниях скорости газа и вторичного воздуха ( $v_r = 54 \div 108$  м/сек и  $v_b = 17,4 \div 33$  м/сек), а также предварительная закрутка потока вторичного воздуха при выбранном диаметре отверстий для газа 7 мм (расположенные в три ряда) обеспечили необходимые условия для полного смешения газа с воздухом.

Чтобы обеспечить надежную работу пылегазовых горелок от обгорания, рекомендуется подавать первичный воздух в пределах

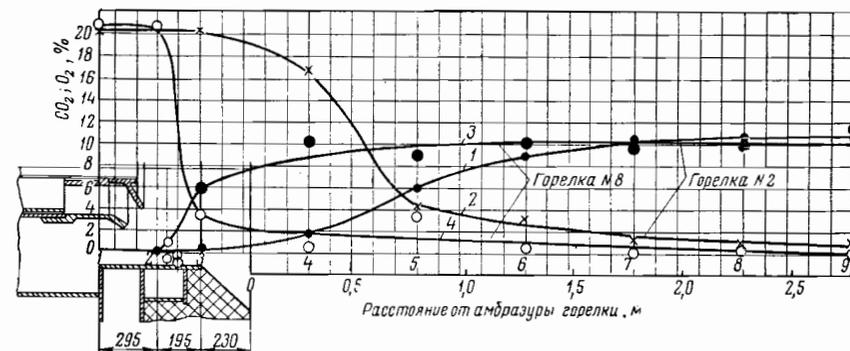


Рис. 6.25. Изменение концентрации  $CO_2$  и  $O_2$  по глубине топки.

1 — содержание  $CO_2$ ; 2 — содержание  $O_2$  (горелка № 2 нижнего пояса); 3 — содержание  $CO_2$ ; 4 — содержание  $O_2$  (горелка № 8 верхнего яруса).

15—20%. Как показали результаты испытаний, при меньшей подаче воздуха факел пламени может быть затянут в амбразуру горелки. В данных испытаниях котла такое явление наблюдалось при подаче первичного воздуха в количестве приблизительно 2%.

Большая подача первичного воздуха (около 30%) тоже не рекомендуется, так как вызывает необходимость в регулировании распределения воздуха общими шиберами вторичного воздуха из-за усложнения эксплуатации котельного агрегата. Отметим, что увеличение подачи первичного воздуха свыше 20% нерационально и по условиям смешения газа с воздухом в горелках с периферийной подачей воздуха.

В работе [143] отмечается, что оптимальными режимными параметрами следует считать избыток воздуха в топке  $\alpha = 1,10 \div 1,15$ , скорость газа на выходе из отверстий  $v_r = 90 \div 95$  м/сек, скорость вторичного воздуха 26 м/сек и долю первичного воздуха примерно 20%.

Потеря тепла от химической неполноты сгорания почти не наблюдалась, за исключением отдельных опытов, где она составила 0,3—0,5%.

Наблюдение за состоянием горелок и амбразур показало, что в районе расположения отверстий для выдачи газа обгорает цилиндрическая часть горелок. Непрерывному обгоранию и выплавлению подвергаются и амбразуры горелок. Так, например, первоначально выполненная амбразура из шамотобетона с защитным листом при работе на газе обгорела и выплавилась в течение 10—15 суток.

Обмазка в последующем амбразур хромитом также частично выплавилась. Необходимо изыскать защиту для выходной части амбразур от обгорания. Нам представляется, что с этой целью наиболее правильно вывести процесс воспламенения за пределы горелки. На основании расчета можно создать воздушную прослойку вдоль поверхности амбразуры и тем самым обеспечить ее охлаждение.

Дополнительные горелки были установлены в топке на 13 м ниже пароперегревателя. Даже пропуск через них около 20% расхода газа не позволил повысить температуру перегрева пара более чем на 7° С при нагрузке котла 370 т/ч. Из-за низкого расположения дополнительных горелок они оказались неэффективными и были демонтированы.

#### ПЫЛЕГАЗОВЫЕ ГОРЕЛКИ С ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ АМБРАЗУРЫ

Принципиальным отличием этих горелок является встреча газовых струй с потоком воздуха на выходе из амбразуры.

Горелки такого типа испытывались на однобарабанном котле ПК-19 паропроизводительностью 120 т/ч с параметрами пара 109 ат и 510° С [25]. Перед этим котел в течение года работал на антрацитовом штыбе (АШ), а затем был переведен на сжигание местного природного газа Ново-Дмитриевского месторождения Краснодарского края. Калорийность газа  $Q_H^p = 9500$  ккал/м<sup>3</sup>,  $\gamma_T = 0,81$  кг/м<sup>3</sup>.

При переводе станции на природный газ ставилось требование сохранить АШ в качестве резервного топлива. Поэтому газовые горелки производительностью 2680 м<sup>3</sup>/ч были встроены в круглые пылеугольные горелки УТ-9 конструкции Подольского котельного завода (рис. 6. 26).

Газовая часть горелки состоит из установленного в обмуровку кольца (из трубы) со 150 приваренными к ней соплами внутренним диаметром  $d_{вн} = 10$  мм. Газовые струи направляются у амбразуры в поток вторичного воздуха. Направление газовых струй совпадает с направлением потока вторичного воздуха.

Чтобы улучшить воздушный режим и снизить сопротивление воздушного тракта, горячий воздух в ходе наладки подключали перемычками к каналам первичного воздуха, а конусы горелок частично обрезали. Это позволило снизить сопротивление воздушного тракта и на 25% повысить производительность вентиляторов.

Для поднятия температуры перегретого пара наклонные скаты холодной воронки закрыли шамотными плитками толщиной 40 мм. Конвективные пакеты очистили от золы и загрязнений.

По данным испытаний, приведенным в работе [25], выходная скорость газа составляла 45—70 м/сек, скорость вторичного воздуха 27—35 м/сек и скорость первичного воздуха 6—12 м/сек. В общем расходе горячего воздуха количество первичного воздуха составляет около 15%. С повышением расходов и скоростей коэффициенты сопротивления горелок по вторичному воздуху возросли (от 4,1 до 5,0), а по газу упали (от 5,3 до 4,6).

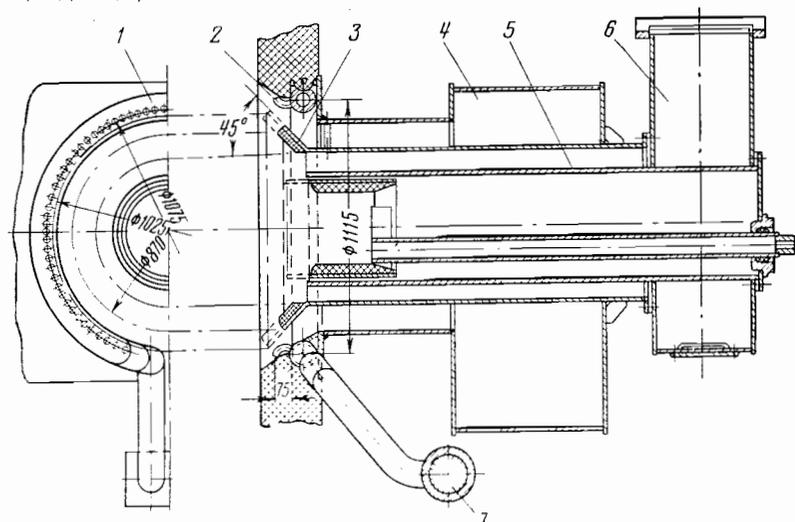


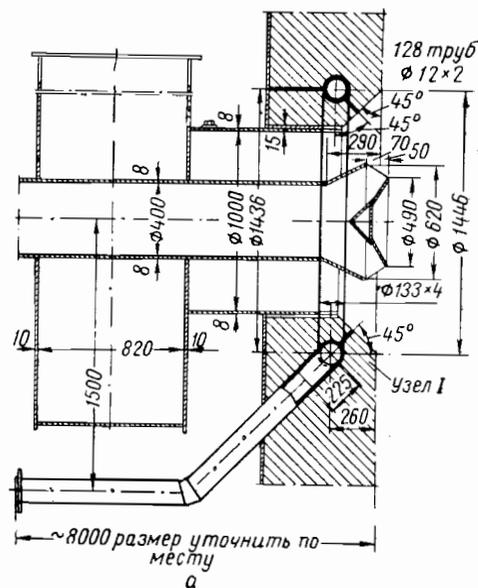
Рис. 6. 26. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры горелки. Газовая горелка встроена в пылеугольную горелку УТ-9 Подольского котельного завода.

1 — труба для газа диаметром 114 × 5,5; 2 — трубки диаметром 15 × 2,5; 3 — конус; 4 — улитка вторичного воздуха; 5 — центральная труба; 6 — улитка первичного воздуха; 7 — коллектор газовый диаметром 219 × 8.

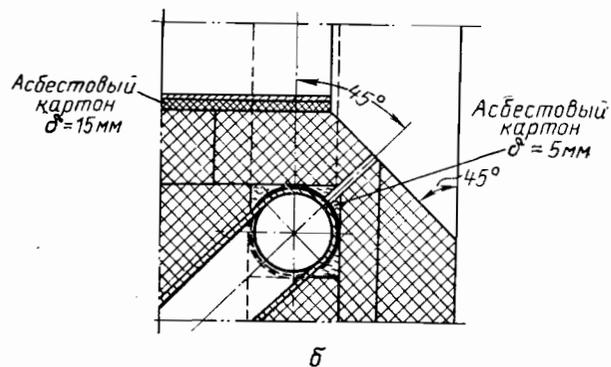
При всех режимах ядро факела пламени располагается на уровне горелок. Пламя в ядре горения относительно плотное, светящееся и малопрозрачное, во всех остальных зонах топки прозрачное и не светящееся. Горение устойчивое и надежное во всем диапазоне нагрузок от 55 до 140 т/ч. Наблюдалась резко пульсирующая подача газов, вызванная колебаниями его давления, которое поддерживается недостаточно ровным и составляет перед котлом 0,6—0,8 ат.

Потери от химической неполноты сгорания, выявленные полным газовым анализом на ВТИ-2, имелись во всех опытах. В диапазоне тепловых нагрузок  $75 \cdot 10^3$ — $140 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>3</sup>·ч и избытков воздуха в топке 1,0—1,15 потери тепла от недожога составили 1,5—4,3%. При нормальных избытках воздуха потери тепла  $q_3$  в количестве 2—3% объясняются в работе не недостатками смешения, а неравномерной нагрузкой отдельных горелок газом и

пульсацией подачи газа. По мнению автора указанной работы, горелка такой конструкции при условии достаточной подачи воздуха обеспечит экономичное сжигание газа.



Узел I



б

Рис. 6. 27. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры горелки, сконструированная МФ Оргэнергостроя на базе пылеугольной горелки ТКЗ.

а — горелка производительностью по газу 2300—2030 м<sup>3</sup>/ч;  
б — место выдачи газа в топку.

Даже если учесть, что верхний предел величины недожога относится к большим нагрузкам, при которых не хватало напора вентиляторов для обеспечения необходимого количества воздуха,

то все же эти горелки нельзя характеризовать положительно. Организация смесеобразования на выходе из амбразуры горелок одним рядом попутных струй при данных соотношениях скоростей газа и воздуха не обеспечивает хороших условий образования горючей смеси и полноты ее выгорания в топке.

Установлена практическая возможность поднятия производительности котла на газе до 140 т/ч. При работе на газе полностью устранялись температурные перекосы.

Значительно интенсивнее, чем при сжигании АШ, осуществляется теплообмен в топке. Так, среднее теплонапряжение радиационной поверхности на номинальной нагрузке составляет 130·10<sup>3</sup> против 95·10<sup>3</sup> ккал/ч·м<sup>2</sup> на пыли, доля прямой отдачи в топке 62% против 50% на пыли. Температуры газов на выходе из топки составляли в опытах 900—1080° С, что на 200—300° С ниже, чем при работе на АШ. Этому немало способствовало чистое состояние экранных труб и хромитового пояса: при переходе на газ топка быстро очистилась от остатков шлага.

Другая комбинированная горелка с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры горелки, созданная на базе пылеугольной горелки ТКЗ (конструкция Московского филиала института Оргэнергостроя) изображена на рис. 6. 27, а [104]. Газовая часть ее представляет собой обмурованное кольцо из стальной трубы диаметром 133 × 4 мм, к внутренней стороне которого под углом в 45° к плоскости кольца приварены в один ряд трубы диаметром 12 × 2 мм из жаростойкой стали (рис. 6. 27, б). Газ поступает в кольцевую трубу и разделяется соплами на струи у выхода из амбразуры. Угол между направлениями струй и потоком воздуха составляет приблизительно 90° (направление потока примерно касательно к плоскости амбразуры).

Кольцо установлено в амбразуре на расстоянии 260 мм от поверхности обмуровки топки. Труба аэросмеси и раздаточный конус неподвижны. Весь воздух при работе горелки на газе предусмотрено подавать так же, как и при работе на пыли, по обоим каналам — вторичному и первичному. Это сделано как для охлаждения канала аэросмеси, так и для снижения сопротивления горелки.

Расчетная характеристика горелки

	Котел	Котел
	110 т/ч	150 т/ч
Производительность по газу, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	3380	2040
Скорость газа в газораздающем кольце, м/сек . . . . .	27,7	24,8
Диаметр отверстия сопла, мм . . . . .	8	8
Количество сопел . . . . .	128	128
Скорость газа на выходе из сопел, м/сек . . . . .	105	94
Скорость воздуха в канале вторичного воздуха, м/сек . . . . .	14	15,8
Скорость воздуха в канале аэросмеси, м/сек . . . . .	31	27
Сопротивление горелки по газу, мм вод. ст. . . . .	1500	1500
Коэффициент избытка воздуха в топке . . . . .	1,15	1,15

Горелка запроектирована Московским филиалом института Оргэнергострой для котлов паропроизводительностью 110—150 т/ч с параметрами пара 34 ат и 400—425° С.

Данных испытаний этой горелки нет. Однако можно полагать, что ее показатели будут близки к показателям горелки, изображенной на рис. 6. 26. Нельзя не отметить сложность установки в обмуровку газораспределительной кольцевой камеры и неудобство ее ремонта. Не исключена вероятность забивания и обгорания сопел при работе котла на пыли. Во всяком случае комбинированная горелка Оргэнергострой, также сконструированная на базе горелки ОРГРЭС-ТКЗ (см. рис. 6. 21), имеет перед ней определенные конструктивные преимущества, если отверстия для газа сделать по расчету.

### ПЫЛЕГАЗОВЫЕ ГОРЕЛКИ С ДВУСТОРОННЕЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА В АМБРАЗУРУ

Анализируя результаты испытаний паровых котлов, переведенных на газ, И. К. Наймарк [101] справедливо приходит к выводу, что имеющиеся потери тепла от химической неполноты сгорания связаны с недостатками смешения. Это относится в равной мере к конструктивным вариантам с подачей газа как с периферии, так

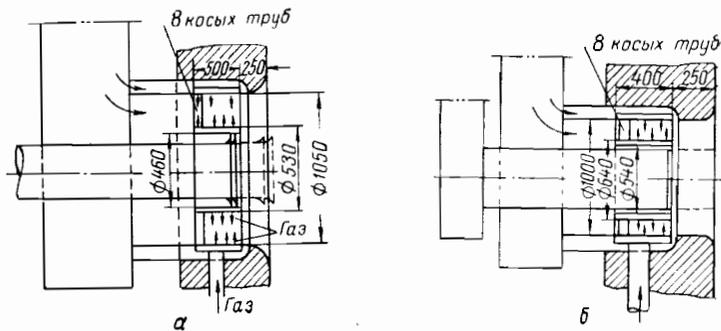


Рис. 6. 28. Комбинированные пылегазовые горелки с двусторонней подачей газа в амбразуру горелки с полным перемешиванием газа с воздухом в горелке по предложению И. К. Наймарка.

а — горелка ОРГРЭС-ТКЗ на 3000 м<sup>3</sup>/ч; б — горелка Бабкок-ТКЗ на 2400 м<sup>3</sup>/ч.

и с центра. Перемешивание газа с воздухом предлагается улучшить одновременной подачей газа в амбразуру с периферии и с центра. На рис. 6. 28 приведены предлагаемые конструкции пылегазовых горелок с полным перемешиванием газа с воздухом в горелке. На рис. 6. 28, а приведена горелка ОРГРЭС-ТКЗ, производительностью 3000 м<sup>3</sup>/ч, а на рис. 6. 28, б горелка Бабкок-ТКЗ производительностью 2400 м<sup>3</sup>/ч.

Газовая часть таких горелок представляет два концентрически расположенных коллектора шириной, считая по оси горелки, по

500 мм (ОРГРЭС) и 400 мм (Бабкок) с просверленными в них отверстиями в шахматном порядке в несколько рядов. Из камер создается двустороннее движение газовых струй, перпендикулярное к потоку воздуха.

Наружная камера приваривается к трубе вторичного воздуха, а внутренняя располагается концентрично с трубой аэросмеси с зазором, достаточным для того, чтобы не препятствовать перемещению трубы аэросмеси в целях предохранения раструба от обгорания. Обе камеры связаны между собой восемью трубами, через которые газ поступает во внутреннюю камеру. Наружная камера охлаждается вторичным воздухом, поступающим через заднюю стенку улитки.

Автор [101] полагает, что благодаря заметному увеличению расстояния между отверстиями (110 и 105 мм против обычных 60 мм) обеспечиваются полное предварительное перемешивание газа с воздухом и соответственно полное сжигание газа.

Представляется, что эти горелки с двусторонней подачей воздуха и увеличенными примерно вдвое расстояниями между газораспределительными отверстиями будут иметь следующие недостатки.

Как уже отмечалось, в газовых горелках с кольцевым подводом закрученного воздуха нежелателен одновременный подвод газа с центра и с периферии из-за опасности воспламенения газа внутри горелки и ее сгорания.

Кроме того, для увеличения доли воздуха, участвующего в перемешивании с газом в пределах горелки, необходимо увеличить глубину проникновения струй газа в поток и распределить в нем газ на разных расстояниях от места выхода согласно расчету.

В рассматриваемой же работе [101] обращается внимание на неравномерность распределения воздуха по секторам горелки, вызванную неудовлетворительной работой улитки вторичного воздуха. Была сделана попытка устранить неравномерность подачи воздуха на горелке путем прижатия языка, служащего для увеличения угла разноса факела, однако, как и следовало ожидать, неравномерность увеличилась еще больше. Отметим также, что измерения скоростной неравномерности в работе производились на горелке с простым тангенциальным подводом, которая действительно характеризуется повышенной неравномерностью по сравнению с улиточным тангенциальным подводом. Как правило, все пылевые горелки имеют улиточные тангенциальные подводы, обладающие небольшой неравномерностью скоростей в устье горелки.

Отмеченная в работе [101] неравномерность имеется, но из этого факта следует сделать вывод, что в горелках необходимо применять улиточный тангенциальный подвод.

### ГАЗОМАЗУТНЫЕ ГОРЕЛКИ

Впервые наиболее широкое распространение газомазутные горелки получили в системе Азэнерго, где они используются уже более 25 лет под средними и крупными котлами. При конструировании

этих горелок также стремились получить более полное смешение газа и мазута с воздухом и одновременный подогрев смеси в амбразуре горелки до выхода в топку [41].

Для лучшего перемешивания распыленного мазута с воздухом форсунку заглубляли внутрь амбразуры (300—500 мм) и сужали амбразуру с последующим ее диффузорным раскрытием на выходе. Воздух закручивался регистром и двигался в основном вблизи поверхности диффузора. Такая конструкция характерна для всех мазутных горелок; она и предопределила организацию процессов сжигания в них газа.

В работе М. А. Гуляева [41] отмечается, что в Азэнерго имеются четыре типа горелок, оправдавших себя в длительной эксплуатации.

Наиболее простой способ переделки мазутной горелки в газовую состоит в замене форсунки на газовый наконечник. При этом создается горелка с центральной подачей газа в амбразуру и вне ее. Газовые струи подаются в поток воздуха либо радиально (примерно под углом в  $90^\circ$  к направлению потока), либо тангенциально в направлении вращения воздушного потока.

Существующие газомазутные круглые горелки различаются между собой разнообразием конструкции воздухоподводящих (регулирующих и воздухозакручивающих) устройств — воздушных регистров.

По этому признаку Энергопроект Азэнерго различаются следующие газомазутные горелки.

**Лопаточная горелка БПК.** Она выполнена с регистром в виде пустотелых поворотных лопаток. Через щели в торцах лопаток размером  $4 \times 234$  мм газ подается в поток воздуха, который движется между лопатками (рис. 6. 29). Закрученный поток воздуха в горелке создается этими же лопатками, которые разделяют воздух на систему параллельных потоков. Благодаря тому, что плоские газовые струи имеют малый размер в устье (4 мм) и вытекают в поток воздуха раздельно с зазором, предохраняющим их от слияния, создаются благоприятные условия для перемешивания на коротком пути.

Горелки работают с 1939 г. на котле Бабкок-Вилькокс производительностью 80 т/ч без подогрева воздуха и обеспечивают хорошее горение в топке с коротким прозрачным факелом.

Следует обратить внимание, что угол между потоком газа и воздуха практически близок к нулю, так как поток воздуха касателен к лопатке (газовому соплу), что принципиально снижает перемешивание по сравнению с любым другим углом встречи потоков. Но благодаря рассредоточенному и равномерному распределению струй в потоке воздуха смесеобразование происходит организованно. Малый размер струй в устье способствует завершению смешения на коротком пути.

Недостатки этой конструкции — ее некоторая сложность, пропуск газа в воздушный короб через цапфы лопаток и появление трещин газового кольца [41]. Склонность к затягиванию факела в го-

релку вынуждает работать при малых нагрузках котла с большим избытком воздуха.

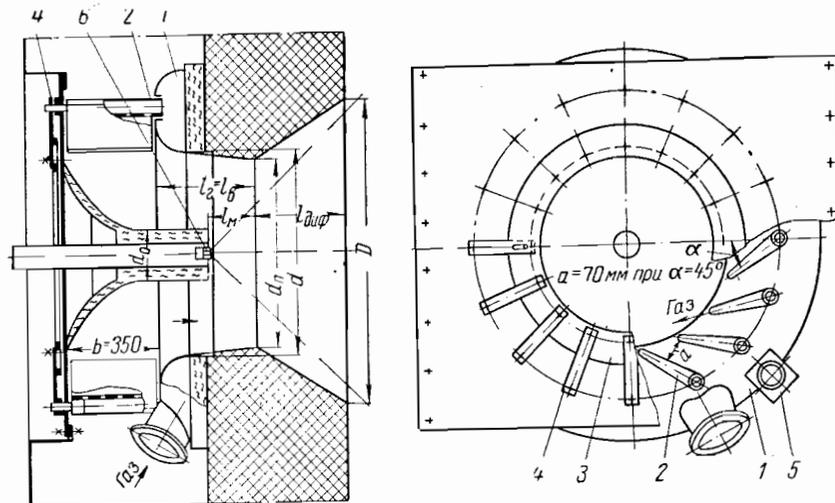


Рис. 6. 29. Лопаточная горелка БПК (конструкции инж. Радченко) котлов Бабкок-Вилькокс производительностью 80 т/ч.

1 — газовое кольцо; 2 — пустотелые поворотные лопатки (число лопаток  $n = 16$ ); 3 — кольцо привода; 4 — поводки; 5 — связь; 6 — головна мазутной форсунки.

**Тангенциальная горелка БПК** имеет центральный подвод газа и простой тангенциальный подвод воздуха, что

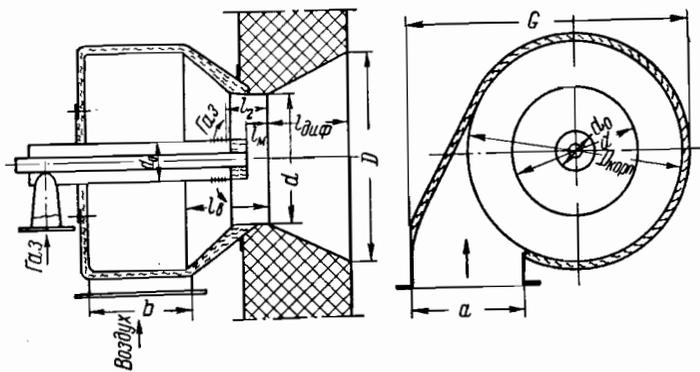


Рис. 6. 30. Тангенциальная горелка БПК котлов Бабкок-Вилькокс производительностью 80 т/ч.

видно на рис. 6. 30. Газ подается от центра к периферии и смешивается с воздухом в горелке и по выходе из амбразуры. Горелка проста по конструкции, а благодаря возможности быстрой и простой

замены выгорающей головки она, как указывается в работе [41], превосходит горелку с периферийной подачей газа.

Эти горелки установлены в 1940 г. на котлах Бабкок-Вилькокс производительностью 80 *т/ч*. При скорости газа в отверстиях 40 *м/сек* получено удовлетворительное горение с длинным светящимся факелом (но не слепящим и без дымления). Однако аэродинамические испытания показали большую неравномерность скоростей воздуха в амбразуре по окружности (40—80%).

Улиточная горелка Азэнергoproекта (рис. 6. 31) отличается от предыдущей правильным улиточным регистром с языком для регулирования подачи воздуха. Горелки были установлены в 1945—1946 гг. на котлах ТКЗ производительностью

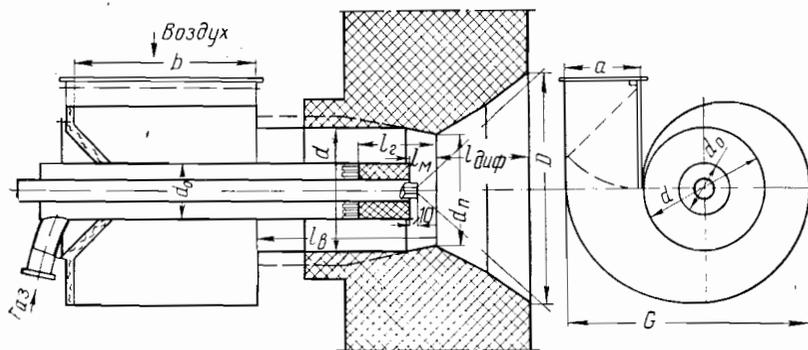


Рис. 6. 31. Улиточная горелка Азэнергoproекта для котлов ТКЗ 160/200 *т/ч* и котла Бабкок-Вилькокс производительностью 80 *т/ч*.

160—200 *т/ч* и давлением 35 *ат*. При подогретом воздухе и больших скоростях в амбразурах получено хорошее горение на одном мазуте или с примесью небольшого количества газа в условиях высокого напряжения топочного объема —  $(300 \div 350) 10^3$  *ккал/м³·ч* — и полного экранирования топки. Данные по величине химической неполноты сгорания в топках котлов системы Азэнерго будут рассмотрены по результатам испытаний, приведенным в работе [82].

В котле с боковым расположением горелок выдержаны близкие к наивыгоднейшим конструктивные параметры горелок  $a/b$  и  $ab/d^2$ . Угол расхождения факела при этом составляет около 90°.

В угловых горелках при их блочной компоновке в топке выходное сечение сужено ( $ab/d^2 = 1,02$ ) вследствие зажатия угловой амбразуры экранными трубами. Аэродинамические испытания показали значительно меньшую неравномерность скоростей в амбразуре по окружности (около 20%) при установке улиточных подводов по сравнению с простым тангенциальным подводом. Испытания также подтвердили положительное влияние сужения амбразуры на аэродинамику горелок и процесс горения.

На рис. 6. 31 пунктирными линиями показана цилиндрическая часть амбразуры котлов Шмидта.

На одном из котлов Бабкок-Вилькокс взамен горелок с простым тангенциальным подводом были установлены улиточные горелки. Однако вопреки ожиданиям горение не улучшилось. Наблюдалось затягивание факела к головке горелки, что приводило к ускоренному ее износу. Причинами затягивания факела, как отмечается в работе [41], явились меньшая осевая скорость потока в амбразуре (25 *м/сек* вместо 55 *м/сек* у котла ТКЗ) и малый диаметр центральной трубы для газа (0,3 *г*).

Лопаточные горелки БПК Азэнергoproекта (рис. 6. 32) с центральной подачей газа в начале амбразуры

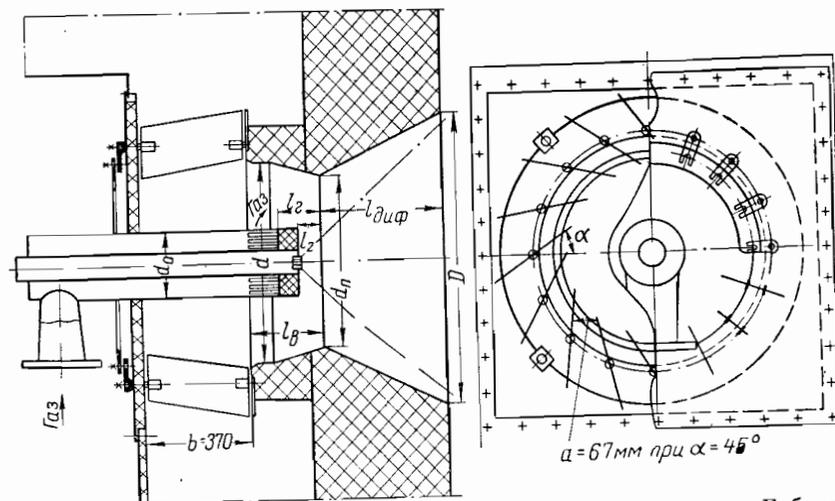


Рис. 6. 32. Лопаточная горелка БПК Азэнергoproекта котлов Бабкок-Вилькокс производительностью 120 *т/ч* (число лопаток  $n = 16$ ).

и закручиванием воздуха лопаточным регистром представлены на рис. 6. 32. Такие горелки установлены на секционных котлах Бабкок-Вилькокс производительностью 120 *т/ч*. Горение протекает удовлетворительно без затягивания факела в горелку; факел длинный, непрозрачный. Лопатки вначале устанавливались неподвижными (угол установки лопаток  $\alpha = 67^\circ$ ). Аэродинамическими испытаниями горелок установлено, что закрутка воздуха была слабой.

Для регулирования степени закрутки воздушного потока и его расхода Азэнергoproект в 1947 г. запроектировал неподвижные поворотные лопатки. Угол установки лопаток во время работы горелок равен 35—45°. Увеличение степени закручивания воздуха несколько укоротило факел, а также улучшило распределение воздуха по горелкам и по окружности амбразур.

В связи с расширением газоиспользования и переводом других станций на сжигание газа в 1956—1957 гг. Азэнергoproект выполнил ряд новых конструкций газомазутных горелок с использованием существующих на котлах регистров.

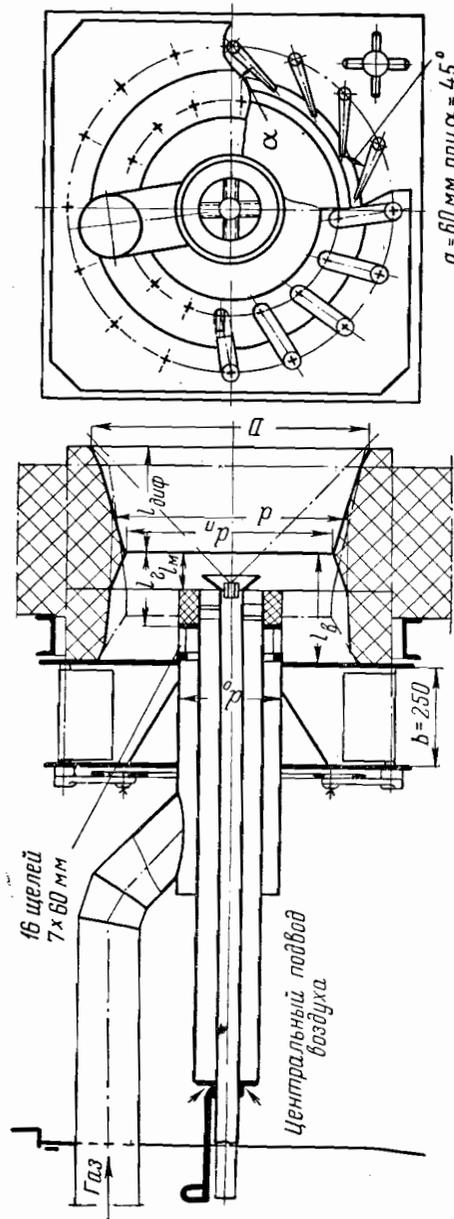


Рис. 6.33. Лопаточные горелки котлов типов ТКМ-6, ТМ-200-1 и верхние горелки котлов ТП-200.

На котлах типов ТКМ и ТМ-200 производительностью 200 т/ч в существующие фронтальные лопаточные мазутные регистры ТКЗ встроены горелки с центральным подводом газа (такие горелки изображены на рис. 6.33). Лопатки регистров имеют малую длину, что повышает расчетное сопротивление по воздуху до 85—110 мм вод. ст. (при угле открытия лопаток 45°). Внутри газовой трубы сделан регулируемый центральный подвод воздуха в количестве 5—10% от общей его подачи.

Котлы ТП-200 имеют двухрядное расположение горелок на боковых сторонах топки. Верхние горелки с лопаточными мазутными регистрами переделаны аналогично горелкам котлов типов ТКМ-6 и ТМ-200-1.

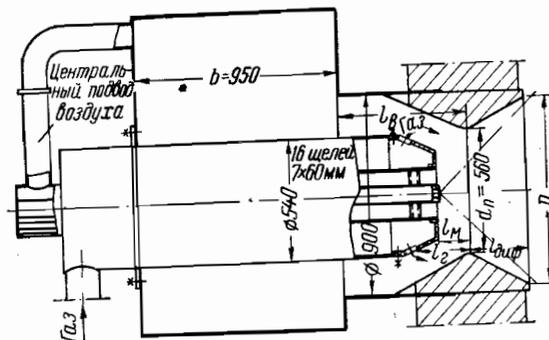


Рис. 6.34. Улиточные горелки (нижние) котлов ТП-200.

Нижние горелки переделаны из пылеугольных горелок Бабкок-ТКЗ следующим образом.

Воздух направлен через улитку вторичного воздуха, а газ подведен в трубу первичного воздуха и подается от центра по направлению к периферии; насадок для пыли снят; в амбразуре устроено сужение. Осуществлен также центральный подвод небольшого количества воздуха (рис. 6.34).

На котлах Шмидта производительностью 110 т/ч давлением 105 ат горелки типа УТ-4 переделаны для работы на газе и мазуте с сохранением возможности перехода на сжигание АШ. Газ подведен (в отличие от нижних горелок котлов ТП-200) снаружи трубы первичного воздуха по дополнительной трубе, диаметр которой равен диаметру снимаемой насадки для пыли (рис. 6.35). При этом аэродинамика горелки не нарушается, так как при сжигании АШ сужать амбразуру не допускается.

В результате наблюдений было установлено, что на котлах Бабкок-Вилькокс производительностью 120 т/ч (горелки лопаточные расположены на фронтальной стене) горение газа ухудшалось: факел светящийся, непрозрачный, иногда с темными прослойками доходил до задней стены и затягивался в конвективный пучок. Оказалось,

что амбразуры из-за отсутствия фасонного кирпича выложены из простого и имели форму цилиндров, расширяющихся уступами в топку. Скорость газа при выходе из головок через радиальные щели 20 м/сек. Для улучшения горения предложили переделать газовые горелки, устроить тангенциальную выдачу газа через 20

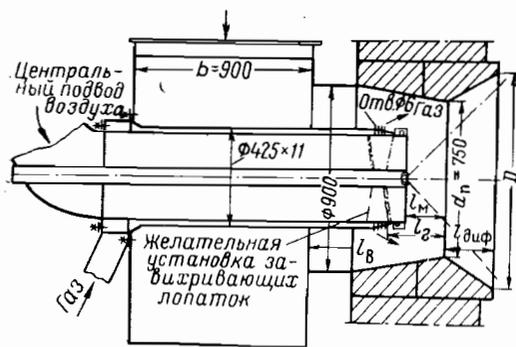


Рис. 6. 35. Улиточная горелка котлов Шмидта.

ходов и амбразуры правильной формы с пережимом 600 мм. Скорость газа в щелях принята равной 68 м/сек, скорость воздуха 25 м/сек. Горелка с реконструированной амбразурой приведена на рис. 6. 36.

В результате проведенной реконструкции горелок на одном из этих котлов смешение газа с воздухом в горелке улучшилось, а следовательно, что было заметно по более прозрачному и короткому факелу. В то же время резкое изменение характера факела пламени не оказало заметного влияния на значенные температуры перегрева пара. Следует отметить, что во время работы новых горелок в периоды резкого колебания расхода и кало-

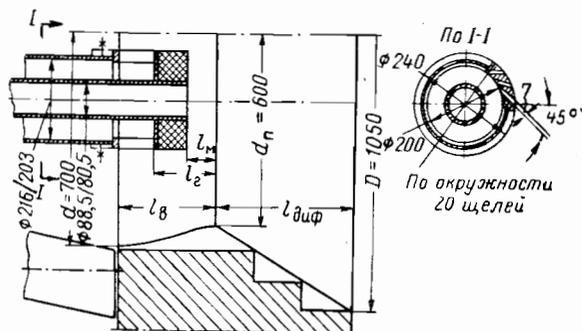


Рис. 6. 36. Горелка котла Бабкок-Вилькокс производительностью 120 т/ч после реконструкции (газомазутная горелка с центральной тангенциальной подачей газа).

риности газа имели место хлопки в зоне пароперегревателя и верха топки. При искусственном изменении избытка воздуха устойчивость горения не нарушалась. Необходимо обратить особое внимание на регулирование количества воздуха и газа [41].

Для выявления действия формы амбразуры на процесс горения газа на другом котле изменили только амбразуру, а горелки оста-

вили прежними (с малой выходной скоростью газа из прежних накопечников). В результате горение только несколько улучшилось, но факел оставался светящимся и длинным.

Это достаточно наглядно показало, какое существенное влияние на горение в топке имеют процессы смесеобразования в горелке, зависящие от распределения газа по сечению воздушного потока.

На котлах ТКМ-6 и ТМ-200-1 с фронтальными лопаточными регистрами (см. рис. 6. 33) расстояние от выхода газа до сужения амбразуры  $l_2$ , равное 190—205 мм, при повышенных скоростях воздуха в амбразурах (33—41 м/сек) оказалось недостаточным.

При установке горелок временно оставлены старые очертания амбразур (на рис. 6. 33 указаны пунктирными линиями), поэтому сужение находится фактически еще на 100 мм ближе к выходу газа, а угол раскрытия диффузора несколько меньше. В результате этого при переводе котлов на сжигание газа в июне—июле 1957 г. газ с воздухом смешивался недостаточно как при круглых, так и при щелевых отверстиях в газовой горелке. На выходе из амбразуры ядро факела было небольшим, а далее образовывалось длинное непрозрачное пламя, доходившее до задней стены. Поэтому предполагали увеличить расстояние от выхода газа до сужения амбразур, повысить скорость газа и переделать старые амбразуры.

Для более полного сжигания газа в боковых улиточных горелках на котле ТКЗ в июне 1957 г. круглые отверстия заменили щелевыми и увеличили расстояние от газовых щелей до сужения амбразур с 250 до 300 мм; также увеличили скорость газа с 30—40 до 50—55 м/сек. После этих изменений горение улучшилось, факел пламени стал полупрозрачным, укоротился и не достигал уже пароперегревателя. Изменение характера факела пламени на этом котле также не оказало заметного влияния на значение температуры перегрева пара.

В связи с имеющейся неравномерностью распределения воздуха и газа по горелкам для ликвидации химического недожога требуются повышенные избытки воздуха в топке, не менее чем до 1,2, так как при значении коэффициента избытка 1,15 потеря тепла от химической неполноты сгорания составляет 0,5%. Скорость смеси в амбразуре слишком велика (53 м/сек). Поэтому, чтобы улучшить перемешивание газа с воздухом, высказывается предположение о целесообразности увеличить расстояние от места выхода газа до сужения и повысить выходную скорость газа из отверстий до 90—100 м/сек [41].

На котле ТКЗ с угловыми блочными улиточными горелками, где скорость воздуха в амбразуре еще больше, головки заменяются и увеличивается расстояние от выхода газа до места сужения (оно составляет около 450 мм).

Горелки котлов Шмидта, выполненные в 1956 г. с выходом газа на расстоянии 275 мм от сужения амбразуры, показали вполне удовлетворительное горение на газе (лучше, чем на мазуте) с полупрозрачным факелом пламени. Быстрого обгорания газовых головок не наблюдалось. Ввиду наличия большой радиационной части



перегревателя, перегрев на этих котлах при переходе с мазута на газ не только не повысился, но даже немного снизился.

Представляет интерес ознакомиться с результатами испытаний горелок в системе Азэнерго, приведенными в работе П. А. Куликова [82].

В последнее время система Азэнерго пополнилась мощными газомазутными котлами высокого давления ТГМ-84 и ТГМ-94. Все котлы в основном оборудованы описанными выше газомазутными горелками конструкции Азэнергопроекта с центральной подачей газа.

Опыт эксплуатации таких котлов на электростанциях Азэнерго, а также приведенные испытания показывают, что сжигание мазута

с помощью механических форсунок происходит достаточно полно и химической неполноты сгорания уже не наблюдается при коэффициенте избытка воздуха в топке 1,10—1,15.

В процессе длительной эксплуатации подтвердилось, что устройство у амбразуры пережима с последующим диффузором и углубление головки мазутной форсунки от пережима внутри амбразуры положительно влияют на сжигание мазута. Наблюдениями установлено, что оптимальное расстояние от пережима до головок мазутной форсунки должно быть 50—75 мм.

Чтобы обеспечить полное сжигание природного газа,

надо его предварительно хорошо перемешать с воздухом в горелке и в амбразуре. Если это не осуществить, то, как показали испытания, горение сопровождается образованием длинного непрозрачного факела пламени. Для полного сжигания газообразного топлива этими горелками с минимальным избытком воздуха ( $\alpha = 1,10$ ) необходимо еще дополнительное смешение в самой топке, чему способствует взаимодействие потоков, выходящих из встречных и угловых горелок.

Влияние конструкции и правильность выбора скоростей воздуха и газа в топке котла Бабкок-Вилькокс производительностью 120 т/ч, с теплонапряжением топочного объема  $300 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>3</sup>·ч можно видеть на рис. 6. 37.

Кривая 1 характеризует работу котла с примитивными горелками. Шесть таких горелок, расположенных на фронтальной стене котла, не имели растробов, пережимов, и газ из центрального насадка выходил через радиальные щели со скоростью 20 м/сек. Плохое сме-

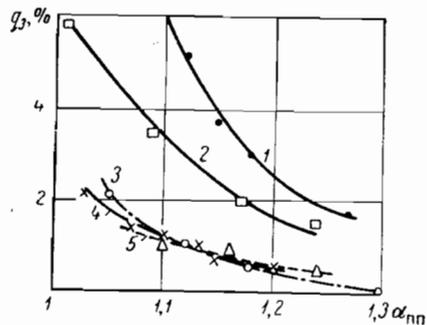


Рис. 6. 37. Зависимость химической неполноты горения  $q_3$  от величины коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{пп}$  за пароперегревателем для горелок различной конструкции (анализы газов производили газоанализатором ВТИ-2).

1 — примитивная горелка; 2 — лопаточная горелка; 3 — улиточная горелка; 4 — горелка БПК; 5 — горелка ТКЗ котлов ТГМ-84 и ТГМ-94.

шение газа с воздухом привело к плотному факелу, затягиваемому в область кипяточного пучка и тела.

Кривая 2 относится к тому же котлу Бабкок-Вилькокс с центральными горелками (см. рис. 6. 32), с центральной подачей газа со скоростью 70 м/сек тангенциально к закрученному потоку. Процесс горения заканчивался до конвективного пучка, видно по кривой, потеря тепла от химической неполноты сгорания была значительной (при  $\alpha = 1,1$  потеря тепла  $q_3 = 3,5\%$ ).

Кривая 3 относится к мазутному котлу ТКЗ довоенной поставки производительностью 200 т/ч, с теплонапряжением  $300 \cdot 10^3$  ккал/м<sup>3</sup>·ч,  $p = 35$  ат и  $t_{пе} = 425^\circ$  С, оборудованному улиточными горелками (см. рис. 6. 3) со встречным их расположением на боковых стенах. Скорости газа на выходе из щелей и в амбразуре были одинаковыми: 53 м/сек. При работе улиточных горелок величина потерь от химической неполноты сгорания находилась в пределах установленных норм. Так, при избытке воздуха  $\alpha = 1,1$  потеря тепла  $q_3$  не превышала 1,2%.

Кривая 4 относится к котлу, оборудованному горелками БПК (конструкции инж. Радченко) с периферийной подачей газа. На графике можно видеть, что кривые 3 и 4 почти совпадают. Однако при сравнении П. А. Куликов справедливо обращает внимание, что одинаковые показатели получены по сути дела при разных условиях перемешивания. Так, котел, оборудованный улиточными горелками, имеет встречное расположение, тогда как горелки БПК расположены на фронтальной стене. Следовательно, горелки БПК имеют определенные преимущества. Помимо экономичности, они обладают еще другими достоинствами: во-первых, позволяют сжигать газ давлением в магистрали 0,05—0,10 ат; во-вторых, имеют небольшое сопротивление по воздуху (50—60 мм вод. ст. при производительности 2500—3000 м<sup>3</sup>/ч); в-третьих, свободно допускают регулирование длины и прозрачности пламени. Это позволяет даже при существующих размерах горелок легко достичь производительности до 4000 м<sup>3</sup>/ч, повысив перед ними напоры воздуха и газа.

Для новых газомазутных котлов ТГМ-84 и ТГМ-94 производительностью соответственно 420 и 500 т/ч на параметры 140 ат и 570° С Таганрогский котельный завод запроектировал новые газомазутные горелки с дистанционными приводами (рис. 6. 38). По просьбе завода четыре горелки такого типа установлены для пробной эксплуатации на одном из действующих котлов.

Новая газомазутная горелка имеет центральную подачу газа из насадки с радиальными отверстиями. Диаметр отверстий 10 мм. Дутьевой воздух перед входом в фурму получает предварительное закручивание в регистре со спиральными лопатками. Дискосшибером обеспечивается количественное регулирование подачи воздуха в горелку при постоянной величине закручивания для любых нагрузок.

Служба наладки Азэнерго [82] провела эксплуатационные испытания этих горелок и получила характеристику процессов сжигания газа, которая приведена на рис. 6. 37 (кривая 5).

Опытами установлено, что принятая заводом производительность горелки 1650 м<sup>3</sup>/ч может быть доведена до 2200 м<sup>3</sup>/ч при сопротивлении тракта воздушного потока в 128 мм вод. ст.

Наблюдениями за горением в топке установлено, что горелки обеспечивают сжигание газа в полусветящемся факеле. Кривая 5 показывает, что эти горелки имеют такую же потерю тепла от химической неполноты сгорания газа, как горелки улиточная и БПК.

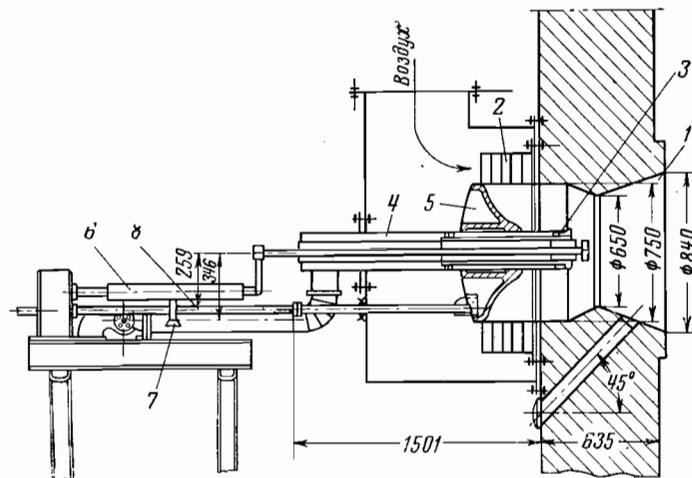


Рис. 6. 38. Газомазутная горелка ТКЗ с приводом.

1 — амбразура; 2 — регистр; 3 — выход газа; 4 — газовый канал; 5 — заслонка; 6 — привод (золотниковый); 7 — подвод пара для подстройки форсунки; 8 — подвод мазута.

Указывается на недостаточную производительность (2200 м<sup>3</sup>/ч) горелок для крупных котлов типов ТГМ-84 и ТГМ-94. Для котлов такой мощности необходимо устанавливать горелки производительностью 5000—8000 м<sup>3</sup>/ч, что позволит уменьшить их количество.

В работе [41] отмечается, что приведенные сравнения улиточных и лопаточных газомазутных горелок с центральным подводом газа показывают, что оба типа горелок при правильном выборе конструктивных размеров и скоростей воздуха и газа обеспечивают примерно равные условия сжигания газа и мазута. На рис. 6. 37 можно видеть, что лопаточные горелки уступают по экономичности сжигания улиточным. Последние позволяют просто осуществить равномерное распределение воздуха по окружности и необходимую раздачу факела. Лопаточные горелки дают более совершенную регулировку степени закручивания потока, а следовательно, и угла разноса факела, поскольку уменьшение открытия лопаток улучшает

равномерность подачи воздуха, а покрытие языка улиточного регистра значительно ухудшает ее.

При целесообразных конструктивных размерах улиточные и лопаточные горелки мало отличаются по габаритам и коэффициенту сопротивления. По простоте конструкции улиточный подвод имеет преимущества перед лопаточным.

В выводах работы отмечается, что первые результаты исследования влияния различных конструктивных элементов на горение подтверждают целесообразность закручивания газа в направлении вращения воздушного потока и подачи его от центра к периферии с повышенной скоростью, устройства амбразур с пережимом и диффузором правильной формы на выходе; при повышенных скоростях воздуха следует увеличить расстояние от места выхода газа из щелей до сужения амбразуры и до выхода в топку.

Некоторые авторы утверждают, что для соблюдения нужной температуры перегрева пара в котле при переходе с мазута на газ необходимо газ сжигать в светящемся факеле пламени. На основании большого опыта эксплуатации в работе [41] сделан противоположный вывод. Для получения прозрачного короткого факела, при котором легче добиться в условиях газомазутной топки с повышенным теплонпряжением отсутствия химического недожога, необходимо перемешивать газ с воздухом в горелке и амбразуре.

Обследуя результаты промышленных испытаний различных газогорелочных устройств электростанций, М. А. Поляцкий и В. П. Меньшиков [109] пришли к выводу, что наиболее экономичными горелками при правильном конструировании и выборе для них скоростей газа и воздуха можно считать периферийные, менее экономичными — центральные с внутренним, а затем с внешним смесеобразованием.

Последние, как менее экономичные и наиболее трудно поддающиеся расчету, не рекомендуются для широкого внедрения. Придя к такому выводу, авторы работы предложили конструкцию газомазутной горелки с периферийной подачей газа. В настоящее время такие горелки изготовлены и проходят опытно-промышленные испытания на мощном газомазутном котле ТГМ-84.

Однако независимо от показателей работы предложенной горелки нельзя согласиться с тем, что при правильном конструировании на основе расчета нельзя создать хорошо работающую конструкцию комбинированной газомазутной горелки с центральной подачей газа. Нам представляется, что путь конструирования газомазутных горелок с центральной подачей газа, принятый заводом ТКЗ, совершенно правильный. Если пока еще не удалось создать горелку, обеспечивающую полное сгорание, то это не означает, что в самое ближайшее время не будет создана надежно работающая и экономичная газомазутная горелка с центральной подачей газа. Наиболее верный путь решения этой задачи — конструирование газомазутных горелок на основе предложенной методики расчета с последующей проверкой их работы на промышленных установках.

Из газомазутных горелок с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры можно указать на горелку ОГ (Оргэнергogas), сконструированную на базе мазутной форсунки воздушного распыливания системы Оргэнегонефти, приведенную на рис. 6. 39. В этой горелке газ подводится на выходе из горелки через 20 отверстий диаметром 8,5 мм, расположенных по периферии головки. Производительность горелки 250 м<sup>3</sup>/ч природного газа.

Данными испытаний этой горелки на мазуте мы не располагаем, но при переходе на газ, как нам известно из испытаний на отопительных котлах в Ленинграде и других местах, сжигание газа сопровождается большим шумом. Это — существенный дефект, так как образующиеся в топке пульсации отрицательно влияют на установку вплоть до того, что могут вывести ее из строя, а главное, шум травмирует обслуживающий персонал. Причины шума различны и довольно сложны, но нам хотелось бы указать на одну из них.

Неравномерность перемешивания газа с воздухом вблизи горелки и в топке при определенных условиях приводит в худших случаях к густому сажиному дыму, а благодаря неустойчивости воспламенения и непрерывно изменяющемуся фронту горения — к хлопкам и пульсации в топке котлов; иногда даже части котла и котельной начинают вибрировать в резонанс пульсациям в топке. На многих отопительных и промышленных котлах наблюдаются пульсации в топке, переходящие в часто повторяемые хлопки, которые периодически становятся настолько сильными, что перекрывают все остальные шумы и звуки в котельной.

На устранение явления вибрации отопительных ланкаширских котлов, работающих на природном газе, указывается, например, в работе А. К. Лыского [90]. При работе горелок типа ЭПГ конструкции Энергопроекта, показанных на рис. 6. 40, также имели место вибрации и большой шум. Полностью избавиться от шума и пульсации в топке удалось реконструкцией горелки Энергопроекта типа ЭПГ в так называемую турбулентную горелку типа БПК (рис. 6. 41), обладающую лучшими смесеобразующими характеристиками.

В основу конструкции этой турбулентной горелки положен принцип проникновения мелких струй газа с периферии и с центра в закрученный поток воздуха.

Для упрощения работ по изготовлению горелки диффузор с конфузором, входящий в обмуровку, сохранен без изменения. Заменен прямоточный подвод воздуха улиточным (как в горелке БПК) для более эффективного закручивания воздуха. В качестве камеры для периферийной подачи газа использовано существующее газовое кольцо.

В данной конструкции горелок предусмотрен подвод 40% газа к внешнему кольцу и 60% газа к внутренней центральной трубе (попутно отметим, что еще лучше, если бы эти соотношения были обратны: 60% к внешнему кольцу и 40% к внутреннему).

В подводящей улитке предусмотрен, как и в горелках БПК, специальный язычковый шибер, который позволяет за счет измене-

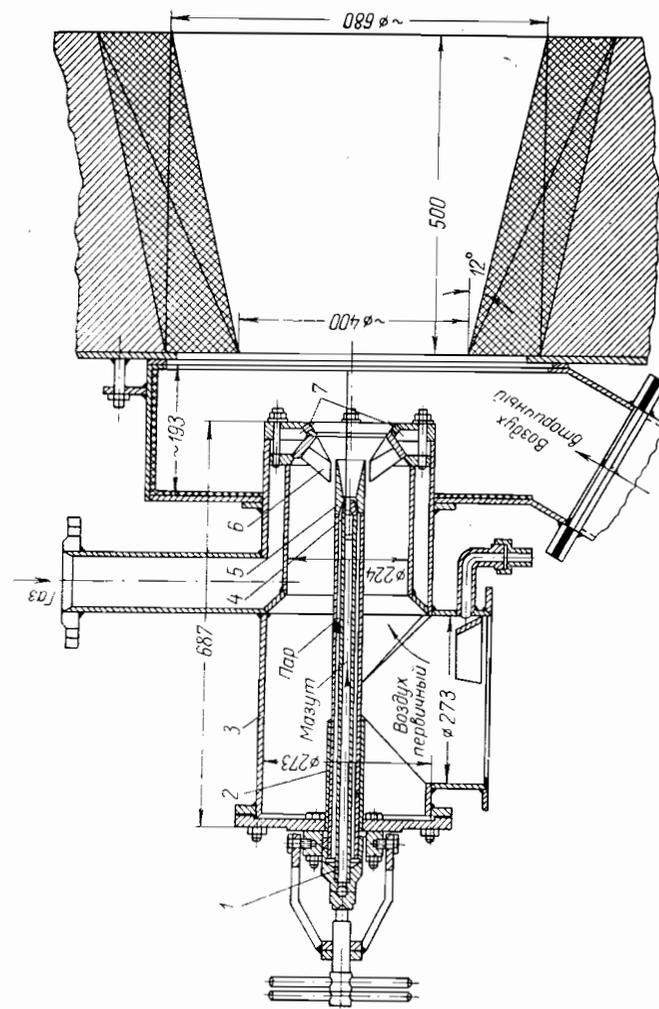


Рис. 6. 39. Комбинированная газомазутная горелка конструкции Оргэнегонефти.

1 — подача мазута; 2 — подача пара; 3 — корпус горелки; 4 — наколечник; 5 — конус для распыла; 6 — лопатки завихрителя; 7 — газопускные отверстия.

ИНИЦИАЦИОННО

ния тангенциальной составляющей скорости удерживать факел на определенном расстоянии от устья горелки в широком диапазоне нагрузок.

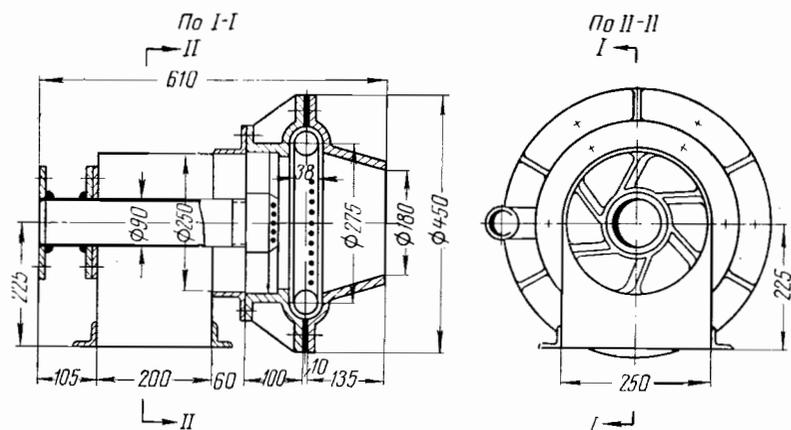


Рис. 6. 40. Горелка энергопроекта типа ЭПГ.

Горелки были установлены на четырех ланкаширских котлах с поверхностью нагрева  $120 \text{ м}^2$  каждый (по две горелки на котел) и опробованы в промышленных условиях.

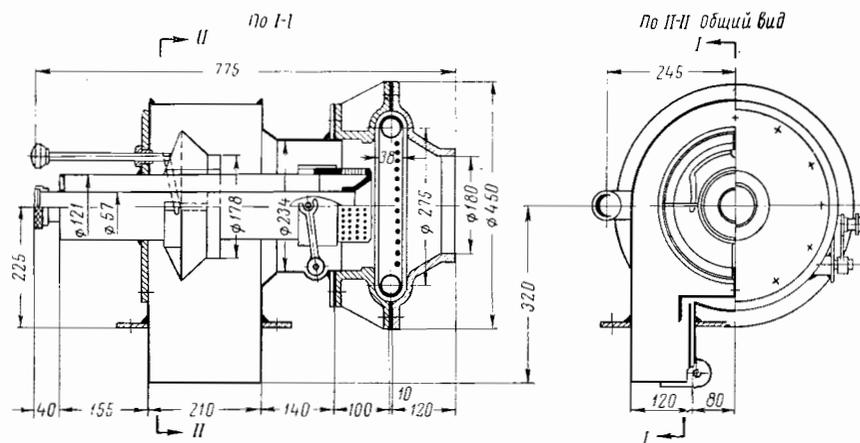


Рис. 6. 41. Горелка типа БПК (реконструированная горелка типа БПК).

С пуском в эксплуатацию этих горелок пульсация в топке, а следовательно, и вибрация прекратилась. Длительная эксплуатация горелок подтвердила их надежную и бесшумную работу.

Возвращаясь к газомазутной горелке системы Оргэнергонефти, можно сказать, что, по-видимому, нечто подобное имеет место и в ее

работе на газовом режиме. По всей вероятности, недостатки смешения газа с воздухом у амбразуры приводят к неустойчивому фронту пламени, непрерывно меняющемуся по объему горения и сопровождающемуся хлопками, перемежающимися пульсациями и шумом. По испытаниям горелки Оргэнергогаза, проведенным Промэнергогазом в эксплуатационных условиях при сжигании смеси сланцевого газа с природным с теплотой сгорания  $4500\text{--}4900 \text{ ккал/м}^3$ , было выяснено, что горелка работает устойчиво при изменении давления газа от 10 до  $100 \text{ мм вод. ст.}$  Горелка чувствительна к распределению первичного и вторичного воздуха, которое зависит от состава сжигаемого газа. В данных опытах первичный воздух подавался в количестве 50—60%, а вторичный 50—40% от необходимого для горения. При коэффициенте избытка воздуха за котлом 1,08 потеря тепла от химического недожога достигала 11,4%, при избытке 1,15 недожог доходил до 2,1% и при избытке 1,28—1,31 составлял приблизительно 0,3%.

На основе представлений о механизме перемешивания газоздушных потоков имеется возможность рассмотреть пути улучшения смешения в горелке Оргэнергогаза.

По инициативе М. Я. Хинкиса в организации Промэнерго (Москва) в настоящее время проводится расчетно-конструкторская работа на базе предложенной выше методики расчета газовых горелок с целью исправления конструкции газовой части горелки. Представляется, что если на выходе из горелки по окружности радиусом примерно 47,5 мм сделать шесть газовых отверстий диаметром 8,5 мм и создать выходную скорость газа приблизительно  $85 \text{ м/сек}$  вместо существующей  $34 \text{ м/сек}$ , то можно улучшить работу горелки на газе без ухудшения ее работы на мазуте.

Учитывая, что горелка на мазуте работает удовлетворительно и получила большое распространение и в промышленных установках, следует существенно улучшить ее работу на газе. В первую очередь желательнее быстрее провести испытания различных расчетных вариантов газовой части горелки с подачей всего воздуха в виде первичного, а также и с некоторым процентом вторичного воздуха, но поданного в горелку более организованно.

Остановимся еще на одной газомазутной горелке, но уже с периферийной подачей газа в глубине амбразуры также в закрученный поток воздуха (рис. 6.42). Четыре газовые горелки с периферийной подачей газа в глубине амбразуры установлены (с фронта в два ряда) на котле ТП-35, работающем на природном газе Дашавского месторождения. Кольцевая газовая камера имеет 192 отверстия диаметром 4 мм, которые расположены в два ряда под углами в 45 и 60° к горизонтальной оси. Производительность горелки по газу  $750 \text{ м}^3/\text{ч}$ , расчетная выходная скорость газа из отверстий  $86,5 \text{ м/сек}$ .

Проведенные под руководством А. А. Авдеевой опыты показали, что при избытке воздуха за пароперегревателем 1,07 потери тепла с химической неполнотой сгорания составляют 2,5%, котел дымит, на задней стенке топки и поверхностях нагрева наблюдаются

отложения сажи. Факел темно-красный, ударяющий в заднюю стену. Середина топки факелом не заполнена. С увеличением коэффициента избытка воздуха до 1,2 потери снижаются до 0,6%, при этом факел

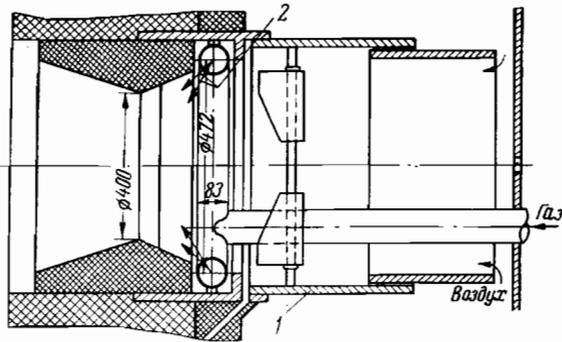


Рис. 6. 42. Комбинированная газомасляная горелка с периферийной подачей газа в закрученный поток воздуха в амбразуре.

1 — шибер барабанного типа; 2 — отверстия диаметром 4 мм в количестве 192 шт., размещенные в два ряда.

становится прозрачным. Можно считать, что для этой горелки не трудно на основании расчета внести небольшие изменения, которые обеспечат полное сжигание газа при малых избытках воздуха.

### ГАЗОВЫЕ ГОРЕЛКИ

Рассмотрим газовую горелку с центральной подачей газа в глубине амбразуры в закрученный поток воздуха (рис. 6. 43). Такие горелки испытывались бригадой ОРГРЭС [4] на котле Ламонт про-

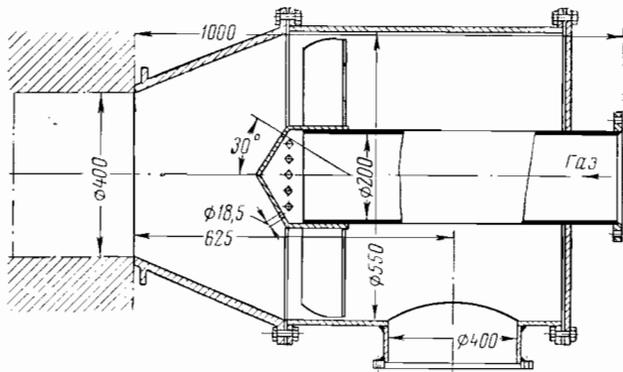


Рис. 6. 43. Газовая горелка с центральной подачей газа в закрученный поток воздуха.

изводительностью 32 т/ч при сжигании московского городского газа. Котел оборудован четырьмя газовыми горелками (две расположены с фронта и по одной на боковых стенках топки). Углубление подачи газа в амбразуру и наличие перед устьем горелки конфузора способствуют смешению струй газа с закрученным потоком воздуха

и обеспечивают горение в несветящемся факеле пламени. Газ выходит со скоростью 64,5 м/сек (при номинальной производительности горелки по газу 750 м<sup>3</sup>/ч) из 12 отверстий диаметром 18,5 мм под углом в 30° к горизонтальной оси горелки.

Проведенные 17 опытов показали, что при коэффициенте избытка воздуха за пароперегревателем котла 1,10 потери тепла с химической неполнотой сгорания составляют 3% при различных нагрузках котла. При увеличении избытков воздуха до 1,2, как можно видеть на рис. 6. 44, потери тепла с химическим недожогом снижаются до 1,8% при нагрузке котла 14 т/ч и до 0,5% при нагрузке 24 т/ч. Факел в топке прозрачный с фиолетовым оттенком.

На этом ограничимся рассмотрением результатов промышленных испытаний горелочных устройств. Используя предложенную в книге методику расчета горелок с принудительной подачей воздуха, анализируем основные недостатки испытанных конструкций. Для некоторых из горелок покажем на примерах расчета, как они должны быть спроектированы, чтобы обеспечить полноту сжигания газа и выдержать параметры агрегатов, на которых они установлены.

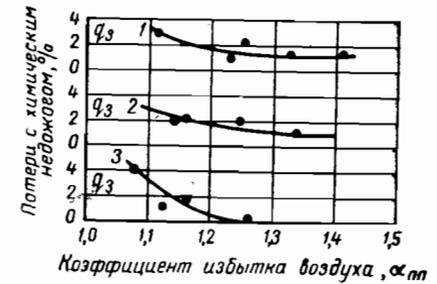


Рис. 6. 44. Зависимость потерь с химическим недожогом от избытка воздуха за пароперегревателем котла Ламонт.

1 — при  $D_K \approx 14$  т/ч; 2 — при  $D_K \approx 19$  т/ч; 3 — при  $D_K \approx 24$  т/ч.

### УСТРАНЕНИЕ ПРИЧИН НЕУДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ГОРЕЛОК

Чтобы установить причины неудовлетворительной работы горелки, надо по разработанной методике расчета определить, как развиваются и как распределяются струи газа в поперечном потоке воздуха в горелке.

Рассмотрим некоторые конструкции горелок, начиная с горелки с центральной подачей газа в амбразуру, изображенной на рис. 6.1.

Производительность горелки  $2500 \text{ м}^3/\text{ч}$ , количество воздуха  $26\ 000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , температура воздуха  $270^\circ \text{С}$ , давление газа перед горелкой  $40 \text{ мм рт. ст.}$  Газ из 600 отверстий диаметром  $5 \text{ мм}$ , расположенных в 6 рядов по трубе диаметром  $D_{\text{вн}} = 480 \text{ мм}$  (100 отверстий в ряду), выходит со скоростью  $60 \text{ м/сек}$  в воздушный поток, имеющий среднюю скорость около  $27 \text{ м/сек}$ . Действительная скорость с учетом движения воздуха по спирали  $v_{\text{в}} = 1,5 v_{\text{ср}} = 1,5 \cdot 27 = 40,5 \text{ м/сек}$ .

Примем удельный вес газа для всех расчетов равным  $0,75 \text{ кг/м}^3$ .

Абсолютный и относительный шаг между отверстиями в ряду может быть определен по формуле

$$s = \frac{\pi D_{\text{вн}}}{n} = \frac{3,14 \cdot 482}{100} = 15,1 \text{ мм}, \quad s/d = \frac{15,1}{5} = 3,03.$$

Определим глубину проникновения струй газа в поток воздуха по формуле (4.14):

$$h = k_s d \frac{v_{\text{г}}}{v_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{г}}}{\gamma_{\text{в}}}} = 1,6 \cdot 5 \frac{60}{40,5} \sqrt{\frac{0,75}{0,65}} = 12,7 \text{ мм}.$$

Расчет показывает, что струи газа входят в воздушный поток на недостаточную глубину. Размещение отверстий с малым шагом (в три калибра) приводит к слиянию струй на выходе из отверстий и образованию муфты из газа вокруг центральной трубы.

Почти по всей ширине кольца размером  $A = 215 \text{ мм}$  проходит воздух, а газ занимает лишь узкую полосу шириной  $15\text{--}20 \text{ мм}$ .

Поэтому не приходится удивляться, что такое неудачное распределение газа в воздухе приводило к образованию в точке светящегося факела пламени длиной  $8 \text{ м}$ . При этом потери тепла от недожога составляли примерно  $7\%$  при коэффициенте избытка воздуха в горелке  $\alpha' = 1,25$  и доходили до  $15\%$  при  $\alpha' = 1,0 \div 1,1$ .

Эту горелку нет смысла пересчитывать, так как центральная подача газа в глубине амбразуры в комбинированной пылегазовой горелке при создании хорошего предварительного смешения приведет к преждевременному воспламенению газа и выходу горелки из строя. Следует подчеркнуть, что обеспечение надежности работы горелок является наиболее важным требованием, которое должно неуклонно выполняться.

Перейдем к горелке с центральной подачей газа на выходе из амбразуры, изображенной на рис. 6.2. По результатам различных испытаний этих и аналогичных горелок с центральной подачей газа не удавалось избежать потерь тепла от химической неполноты сгорания при умеренных и даже высоких избытках воздуха. При этом испытания проводились с горелками, имеющими отверстия, различные по форме и размерам, с выходными скоростями от  $40$  до  $200 \text{ м/сек}$  [4, 35, 101]. В опытах Южного отделения ОРГРЭС [165], проведенных под руководством Р. П. Дзедзика, использовавшего данную методику расчета, удалось избежать потерь тепла от недожога.

Установим расчетом причины неудовлетворительной работы горелок с центральной подачей газа на выходе из амбразуры (см. рис. 6.2), испытанных А. А. Авдеевой [3, 4].

Производительность горелки по газу  $2400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; в первом варианте газ подавался из центральной трубы с силаловым наконечником, на котором имелись  $24$  щели размером  $10 \times 45 \text{ мм}$ , расположенные в один ряд под углом в  $20^\circ$  к оси горелки с шагом между отверстиями в  $25,5 \text{ мм}$ .

Определим эквивалентный диаметр струй, выходящей из щели, по формуле (4.7):

$$d_3 = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(10 \cdot 45)}{3,14}} \approx 24 \text{ мм}.$$

Относительный шаг между отверстиями  $s/d_3 = \frac{25,5}{24} \approx 1,06$ .

Для всех случаев приближенных расчетов горелок, где не приводится значение удельного веса природного газа, будем принимать его равным  $0,75 \text{ кг/м}^3$ .

Определим по формуле (4.14) глубину проникновения струй в поток воздуха при скорости газа  $61,7 \text{ м/сек}$  и действительной скорости воздуха  $v_{\text{в}} = 1,5 v_{\text{рас}} = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ м/сек}$ :

$$h = k_s d_3 \frac{v_{\text{г}}}{v_{\text{в}}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{г}}}{\gamma_{\text{в}}}} = 1,5 \cdot 24 \frac{61,7}{45} \sqrt{\frac{0,75}{0,65}} \approx 49,5 \cdot 1,075 \approx 53,2 \text{ мм}.$$

Глубину проникновения струй газа в поток следует отсчитывать, как указывалось выше, не от места выхода, а от наружной

поверхности внутренней трубы (канала аэросмеси). С этого расстояния струи развиваются уже в поперечном потоке воздуха, выходящем из кольцевого сечения горелки шириной  $A = 195$  мм. Максимальная глубина проникновения струй определяется по выражению  $h_{\max} = h + 0,375 h = 53 + 0,375 \cdot 53 \approx 73$  мм.

Согласно правой части графика на рис. 5. 23, б при отношении  $h_{\max}/A = 73/195 = 0,375$  (по кривой  $b_1$ ) можно определить, что струи вблизи устья горелки развиваются в сечении, через которое может проходить не более 30% воздуха. Фактическое же количество воздуха, участвующего в перемешивании в устье горелки, еще меньше. Во-первых, потому, что скорость воздуха у периферии горелки выше, чем у внутренней трубы. Во-вторых, шаг между отверстиями настолько мал, что струи сразу же по выходе смешиваются не с воздухом, а между собой и сливаются в общую струю веерной формы. В результате начальное распределение газа происходит фактически в еще меньшем расходе воздуха. Все это и привело к неудовлетворительному сжиганию газа с большими потерями тепла [3], длинному факелу пламени, сильному дымлению котла и отложению углерода в устье горелок и в районе пароперегревателя.

Чтобы улучшить работу горелок, заменили газовые наконечники. Вместо щелей выполнили 115 отверстий диаметром 7 мм, распределенных в пять рядов в шахматном порядке с шагом в 20 мм между рядами. Суммарное сечение отверстий уменьшили в 2,5 раза, при этом расчетную скорость выхода газа увеличили до 150 м/сек. И благодаря перемычке между коробами горячего и первичного воздуха в топку через трубу аэросмеси пропускать небольшое количество воздуха при неработающих мельницах.

Проведенные после этой реконструкции испытания показали, что сжигание газа по-прежнему происходило неудовлетворительно. При нагрузке котла 150 т/ч пламя в топке светящееся, плотное: языки пламени доходят до пароперегревателя. Потери тепла  $q_3$  достигают 3% при  $\alpha_{\text{пп}} = 1,10 \div 1,16$ . При увеличении  $\alpha_{\text{пп}}$  до 1,22 величина  $q_3$  уменьшается до 2,3%.

Проверим, подтверждает ли расчет неудовлетворительную работу горелки и в чем ее причины.

Авторы переделки горелки исходили из предположения, что увеличение скорости газа при уменьшении выходного отверстия должно улучшить перемешивание. Однако при этом не было принято во внимание, что струи по выходе из отверстий сливаются между собой и перемешивание с воздухом резко ухудшается. Даже если бы отдельные струи и не сливались, то при центральной подаче газа мелкие струи не обладают достаточной дальностью, чтобы попасть в область основного потока воздуха.

Определим глубину проникновения струй газа в поток воздуха по формуле (4. 14):

$$h = k_s d_a \frac{v_r}{v_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}} = 1,5 \cdot 7 \frac{150}{45} \sqrt{\frac{0,75}{0,65}} \approx 35 \cdot 1,075 \approx 38 \text{ мм.}$$

Расчет показывает, что, несмотря на увеличенную почти в два с половиной раза скорость (150 м/сек), наконечник в данном исполнении не только не улучшает, а даже несколько ухудшает распределение газа в потоке воздуха.

На основе этих испытаний горелки с центральной подачей газа были признаны неудовлетворительными и после капитального ремонта заменены горелками с периферийной подачей газа.

Простота конструкции, удобство ремонта и замены выгоревших наконечников заставляют технический персонал многих тепловых станций мириться с неэкономичностью горелок с центральной подачей газа и довольно широко их применять.

Для того чтобы исключить потери тепла от недожога и повысить экономичность сжигания газа, сделаем расчет горелки с центральной подачей газа на выходе из амбразуры в закрученный поток воздуха.

За основу примем улучшение распределения газа в воздухе за счет увеличения глубины проникновения не сливающихся между собой струй газа.

Отметим предварительно, что при центральной подаче газа на выходе из амбразуры трудно организовать сжигание газа в совершенно несветящемся факеле пламени. Если такое требование специально оговаривается для установок, в которых, например, очень мал объем камеры горения или по ряду других причин, то для создания несветящегося пламени необходимо подавать газ со скоростью порядка 200 м/сек из 8—12 отверстий целевой формы (для горелок производительностью 2000—3000 м<sup>3</sup>/ч).

В приводимых ниже двух примерах расчета используются обычные значения скоростей для горелок с центральной подачей газа. При скорости 120—150 м/сек согласно расчету можно организовать несветящийся факел пламени (за исключением небольшого участка светящегося факела пламени в устье), а при скорости 40—60 м/сек можно организовать светящийся факел пламени, но без потерь тепла от химической неполноты сгорания.

#### ПРИМЕР РАСЧЕТА ГОРЕЛКИ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ АМБРАЗУРЫ

Исходные данные для расчета горелки приведены выше. При расчете будем руководствоваться соответствующей методикой.

Организация несветящегося факела в топке

1. Принимаем в соответствии с рекомендацией выходную скорость газа  $v_r = 120$  м/сек (для организации несветящегося факела пламени).

2. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа:

$$F_r = \frac{B \cdot 10^6}{3600 v_r} = \frac{2400 \cdot 10^6}{3600 \cdot 120} = 5550 \text{ м}^2.$$

3. Принимаем число струй  $n = 8$ . При этом угол между расходящимися струями будет  $45^\circ$ , что исключает их слияние.

4. Определяем площадь одного отверстия:

$$f = \frac{F_{\Gamma}}{n} = \frac{5550}{8} = 694 \text{ мм}^2.$$

5. Принимаем каждое отверстие в форме щели с отношением сторон от 1 : 4 до 1 : 5.

Задаемся длиной щели 50 мм, тогда ее ширина  $b = \frac{f}{50} = \frac{694}{50} = 13,9$  мм. Округляем малый размер щели до 14 мм.

6. Определяем эквивалентный диаметр отверстия по формуле (4. 7):

$$d_0 = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 694}{3,14}} = 29 \text{ мм}.$$

7. Определяем абсолютный и относительный шаг между отверстиями наконечника:

$$s = \frac{\pi D_{\text{нак}}}{n} = \frac{3,14 \cdot 200}{8} \approx 78,5 \text{ мм}, \quad s/d_0 = \frac{78,5}{29} = 2,71.$$

При выходе струй с выпуклой стороны криволинейной поверхности большой кривизны значение имеет не столько шаг между отверстиями, сколько угол между расходящимися струями. Углы  $60$  и  $45^\circ$  обеспечивают струям свободное развитие. В настоящее время в институте энергетики АН ЭССР проводятся исследования, уточняющие минимальное значение угла, при котором струи еще развиваются без слияния.

8. Определяем глубину проникновения струй газа в поток воздуха по формуле (4. 14):

$$h = k_s d_0 \frac{v_{\Gamma}}{v_B} \sqrt{\frac{\gamma_{\Gamma}}{\gamma_B}} = 1,6 \cdot 29 \frac{120}{45} \sqrt{\frac{0,75}{0,65}} = 124 \cdot 1,075 \approx 133 \text{ мм}.$$

9. Определяем максимальную глубину проникновения струй в поток:

$$h_{\text{max}} = h + 0,375 h = 133 + 0,375 \cdot 133 \approx 183 \text{ мм}.$$

10. Определяем диаметр струй в потоке по формуле (4.18):

$$D_c = 0,75 h = 0,75 \cdot 133 = 100 \text{ мм}.$$

11. Определяем диаметр окружности, на которой распределятся струи в потоке:

$$D_1 = D_{\text{вн}} + 2h = 560 + 2 \cdot 133 = 826 \text{ мм}.$$

12. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4. 24) и (4. 25):

$$t = \frac{\pi D_1}{n} = \frac{3,14 \cdot 826}{8} = 325 \text{ мм}, \quad \frac{t}{D_c} = \frac{325}{100} = 3,25.$$

Полученное в результате расчета распределение струй газа в потоке воздуха приведено на рис. 7. 1. На нем можно видеть, что струи достаточно удалены от места выхода и распределяются в основном потоке воздуха довольно равномерно. Вблизи устья возможен небольшой участок светящегося, но не плотного факела пламени. Если бы диаметр амбразуры был больше 950 мм, то выходную скорость газа следовало бы увеличить до 150—180 м/сек и, возможно, число струй сократить до шести.

Отметим интересные результаты опытной проверки методики расчета горелок [57], выполненной Р. Б. Амедовым на котле ТЭЦ высокого давления ВТИ. В наконечнике горелки с центральной подачей газа было сделано всего три газопусковых отверстия. Но диаметр отверстий и выходная скорость газа были рассчитаны по приведенной здесь методике расчета. При этом глубина проникновения струй обеспечивала распределение газа в основном потоке воздуха. Как показали огневые испытания, в устье горелки образовались три факела пламени (в виде трехкрылого пропеллера). И совсем близко от устья светимость факела пламени пропадала, так как газ успевал перемещаться с воздухом и сгорать. Этот опыт наглядно подтверждает что, если обеспечено распределение газа в воздухе, то в тонке произойдет его полное сгорание.

Рассмотрим второй пример расчета этой же горелки для сжигания газа без недожога, но уже в светящемся факеле пламени.

#### Организация светящегося факела пламени в тонке

1. Принимаем выходную скорость газа  $v_{\Gamma} = 50$  м/сек.
2. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа:

$$F_{\Gamma} = \frac{B \cdot 10^6}{3600 v_{\Gamma}} = \frac{2400 \cdot 10^6}{3600 \cdot 50} = 13350 \text{ мм}^2.$$

3. Принимаем то же число отверстий щелевой формы  $n = 8$ .
4. Определяем площадь одного отверстия:

$$f = \frac{F_{\Gamma}}{n} = \frac{13350}{8} = 1670 \text{ мм}^2.$$

5. Принимаем отверстие в форме щели с отношением сторон от 1 : 2 до 1 : 3.

Задаемся длиной щели 60 мм, тогда ширина отверстия щели  $b = \frac{1670}{60} = 28$  мм.

6. Определяем эквивалентный диаметр отверстия по формуле (4. 7):

$$d_0 = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1670}{3,14}} = 46 \text{ мм}.$$



7. Определяем относительный шаг между отверстиями (абсолютный шаг остался без изменения):

$$\frac{s}{d} = \frac{78,5}{46} = 1,7.$$

Шаг между отверстиями получился очень малый. Однако расходящиеся под углом в  $45^\circ$  струи не сливаются между собой.

8. Определяем глубину проникновения струй в потоке воздуха по формуле (4. 14):

$$h = k_s d_a \frac{v_r}{v_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}} = 1,6 \cdot 46 \frac{50}{45} \sqrt{\frac{0,75}{0,65}} = 81,7 \cdot 1,075 = 88 \text{ мм.}$$

9. Максимальная глубина проникновения струй в поток

$$h_{\max} = h + 0,375 h = 88 + 33 = 111 \text{ мм.}$$

10. Определяем диаметр струй в потоке по формуле (4. 18):

$$D_c = 0,75 h = 0,75 \cdot 88 = 66 \text{ мм.}$$

11. Определяем диаметр окружности, на которой распределятся струи в потоке:

$$D_1 = D_{\text{вн}} + 2h = 560 + 2 \cdot 88 = 736 \text{ мм.}$$

Шаги между струями можно не определять, так как по аналогии с предыдущим примером известно, что между струями имеются достаточные зазоры.

Полученное в результате расчета распределение струй газа в потоке воздуха приведено на рис. 7. 1, б.

В этом случае диаметр струй в устье уже больше, но они имеют меньшую глубину проникновения в поток и, что очень важно, меньшее значение  $l/d$  в устье горелки. Все это будет затягивать процесс смешения в условиях прогрева газа с выделением сажевых частиц. Однако достаточное количество воздуха на пути движения каждой отдельной струи в камере горения приведет к выгоранию мелких сажевых частиц. Так как камеры горения бывают различными по длине и так же, как амбразуры горелок, имеют различные диаметры и углы раскрытия, то естественно, что приведенный пример является всего лишь примером последовательности расчета. Если процесс сжигания в светящемся факеле пламени сопровождается в данной камере горения потерями тепла от химической неполноты сгорания, то из расчета всегда можно понять, что необходимо изменить, чтобы обеспечить полное сжигание газа. В данном случае следует повысить несколько скорость газа и уменьшить выходное сечение щели, что нетрудно сделать, так как наконечники легко сменяются. Если факел получился недостаточной светимости, то нужно увеличить число струй, уменьшить скорость газа.

Предложенный метод расчета позволяет сознательно и эффективно управлять процессом сжигания газа.

В рассмотренных выше работах [1—4, 21—24, 101] попытки ликвидировать потери тепла от химической неполноты сгорания газа в горелках с центральной подачей газа на выходе из амбразуры не увенчались успехом, что и послужило основной причиной принятия решения перейти на горелки с периферийной подачей газа.

Нетрудно убедиться на материалах испытаний горелок с периферийной подачей газа в амбразуру, что случаи неудовлетворительной их работы определяются теми же причинами. Улучшение процесса сжигания газа в нерасчитанных горелках с периферийной подачей по сравнению с горелками с центральной подачей объясняется в основном лишь тем, что при той же глубине проникновения струй в первых газ смешивается с большим расходом воздуха (см. рис. 5. 23, б).

Обратимся к анализу результатов испытаний одной из таких горелок (рис. 6. 9). График потери тепла от химической неполноты сгорания в зависимости от коэффициентов избытка воздуха для различных нагрузок котла, оборудованного этими горелками, см. на рис. 6. 10. Из этого графика видно, что, несмотря на увеличение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  от 1,1 до 1,4, потеря тепла практически не менялась и составляла 1,3—1,5%. Так как увеличение избытка воздуха имело место при одной и той же глубине проникновения струй газа (или даже несколько уменьшенной за счет увеличения скорости воздуха), то и не происходило улучшения процесса сжигания газа.

Определим глубину проникновения струй газа в поток воздуха в горелке (см. рис. 6. 9) по формуле (4. 14). Исходные данные для этой горелки производительностью  $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$  приведены выше на стр. 255.

$$h = k_s d \frac{v_r}{v_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}} = 1,7 \cdot 5 \frac{157}{2 \cdot 23,6} \sqrt{\frac{0,75}{0,65}} = 22,5 \cdot 1,075 = 24,2 \text{ мм.}$$

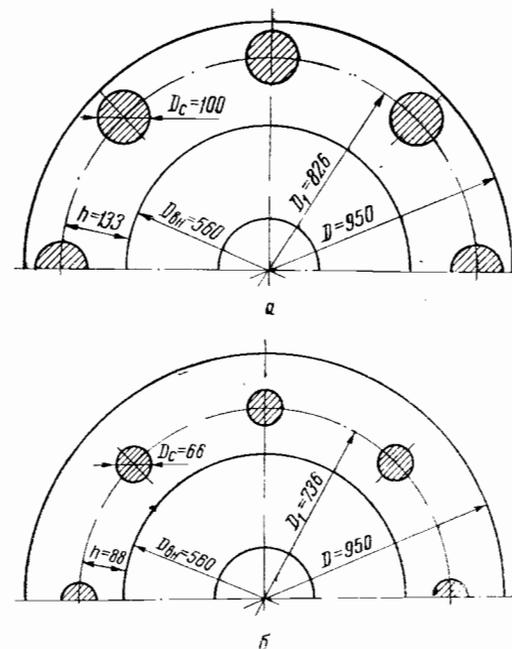


Рис. 7. 1. Распределение струй газа в потоке воздуха на выходе из горелки (рис. 6. 2 и 6. 7) с центральной подачей газа.

а — при несветящемся факеле пламени и б — при светящемся факеле пламени.

Максимальная глубина проникновения струй

$$h_{\max} = h + 0,375 h = 24,2 + 0,375 \cdot 24,2 = 33 \text{ мм.}$$

Расчет показывает, что газ углубляется в поток не более чем на 35 мм при ширине кольцевого сечения канала приблизительно 200 мм. Естественно, что это неудачное распределение газа в воздухе в пределах горелки не во всех случаях может быть полностью ликвидировано в топочной камере.

В высоких топочных камерах с двухъярусным расположением горелок недостатки начального смешения ликвидируются. Однако и в этих условиях задача полного сжигания газа при минимальных избытках воздуха не всегда может быть достигнута, если не учитывается начальное распределение газа в потоке воздуха.

В другой горелке (см. рис. 6. 18) при диаметре отверстий 8 мм и скорости газа 87 м/сек глубина проникновения струй в поток будет еще меньше, поэтому она также неудовлетворительна [3, 21—24].

Сколько бы горелок, характеризующихся неудовлетворительным процессом сжигания газа, ни анализировали, расчет всегда показывает, что основной причиной появления недожога является неудачное начальное распределение газа в воздухе, а следовательно, и нарушение перемешивания в пределах горелки и в факеле. Так, при отношении  $\frac{h_{\max}}{A} = \frac{33}{200} = 0,165$  по левому графику рис. 5. 23, б, кривая б в пределах горелки с газом перемешивается всего лишь 20—25% воздуха. Этого количества недостаточно для завершения полноты сжигания газа в топке. Желательно это количество воздуха увеличить до 50%. Чем меньше путь факела в печи или топке и чем больше теплонапряжение камеры горения (в особенности, если оно выше на один порядок по сравнению с теплонапряжением на существующих установках), тем более совершенную горючую смесь должно создавать горелочное устройство.

Попутно отметим, что, как это ни странно, в установках малых размеров горелочным устройствам должны предъявляться более повышенные требования в отношении совершенства смесеобразования, чем в больших установках. В небольших установках частично и по этим соображениям нашли широкое применение инжекционные горелки, обладающие наиболее полным предварительным смешением газа с воздухом по сравнению с другими горелками. Теперь же на основе методики расчета можно создавать столь же совершенные по смесеобразованию горелки с принудительной подачей воздуха, но обладающие еще рядом дополнительных преимуществ.

Возвращаясь к горелкам с периферийной подачей газа в амбразуру, отметим, что в работе [117], используя наши рекомендации [58] по организации подачи струй разных диаметров, показано как снизили потери тепла от химической неполноты сгорания — с 0,8 до 0,2—0,3%. Под руководством О. М. Рабиновича [117] сотрудниками кафедры котлостроения Харьковского политехнического института совместно с коллективом ПКБ Харьковэнерго была про-

ведена большая и очень ценная исследовательская работа на котлах одной из электростанций Харьковэнерго. В ходе этой работы были проверены наши рекомендации по увеличению глубины проникновения струй в поток воздуха. Опыты эти проводились с надставкой части отверстий трубками разной длины с внутренним диаметром 10 мм. Это, конечно, не одно и то же, что подать газ струей. На своем пути в потоке воздуха струя уже значительно размывается воздушным потоком. Так, например, по графику рис. 5. 6 на расстоянии 8 калибров (трубка высотой 80 мм) струя сохранит примерно 10% газа на оси, а 90% газа перемешивается с воздухом; на расстоянии 4 калибров (трубка высотой 40 мм) струя сохранит на оси приблизительно 30% газа,

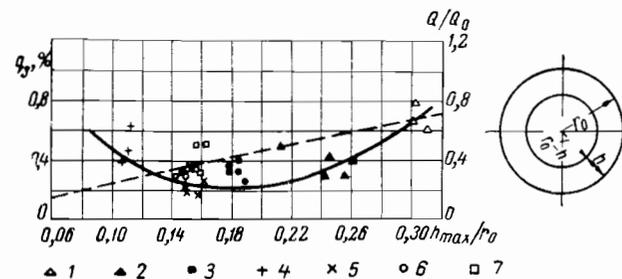


Рис. 7. 2.

Потери тепла  $q_3$  от химической неполноты сгорания в зависимости от расчетной максимальной глубины проникновения струй в поток воздуха ( $h_{\max}/r_0$ ) для испытанных паровых котлов высокого давления. 1 — котел № 7 с трубками  $\varnothing 10$  мм,  $l = 80$  мм; 2 — то же, но с  $l = 40$  мм; 3 — котел № 6 с  $d_{\max} = 11$  мм; 4 — котел № 8 с  $d_{\max} = 5$  мм; 5 — котел № 8 с  $d_{\max} = 10$  мм; 6 — котел № 5 с  $d_{\max} = 10$  мм; 7 — котел № 4 с  $d_{\max} = 8$  мм (пунктиром показана доля воздуха в горелке, участвующего в перемешивании газа в зависимости от максимальной глубины проникновения в поток газа, справа приведено поперечное сечение горелки с обозначениями).

а 70% газа перемешивается с воздухом. Кроме того, профиль скорости воздушного потока в горелке не ровный, а изменяется по кривой, имеющей максимум у периферии и минимум в точке, не доходящей до внутренней трубы (из-за области обратных токов). Поэтому выдача газа из трубки в область меньших скоростей создает еще большее проникновение струй в зоне малого расхода. Отчасти из-за этого были несколько увеличены потери (в опытах с трубками) тепла от недожога — с 0,3 до 0,6—0,8%.

В работе [117] были получены ценные данные о том, что в таких горелках нет даже особой необходимости стремиться смешать газ с большим количеством воздуха. В основу сравнения различных типов газовых камер положена максимальная глубина проникновения струй газа, подсчитанная по нашим рекомендациям [58]. Результаты подсчетов, выполненных авторами работы [117], приведены на рис. 7. 2 в виде зависимости  $q_3$  от максимальной дальности струй, отнесенной к радиусу горелки. Пунктиром показана доля воздуха, проходящая в кольцевом сечении горелки, образованном

радиусами  $r_0$  и  $(r_0 - h_{\max})$ . Как видно из этой зависимости, минимальная потеря тепла  $q_3$  получена в горелках котлов № 5 и 8 (с максимальным диаметром отверстий 10 мм) при  $h_{\max}/r_0 = 0,15$  (80 мм, при этом относить  $h_{\max}$  следует не к  $r_0$ , а к величине  $A$ , равной ширине канала вторичного воздуха, как это сделано выше у нас). Потеря тепла  $q_3$  в этих горелках составляет в среднем 0,3%, несмотря на то, что через сечение, куда по расчету попадает газ, проходит только 40% всего воздуха (фактически же больше 50%, так как скоростное поле не равномерно по сечению, а имеет максимум у наружной стенки). В опытах с наибольшей относительной глубиной проникновения струй  $h_{\max}/r_0 = 0,3$  (около 160 мм), что, по мнению авторов работы [117], должно обеспечить смешение газа с 65—70% воздуха по графику, изображенному на рис. 7. 2, получены наилучшие результаты. Потеря  $q_3$  в этом случае составляют 0,6—0,8% (котел № 7, горелки с газовыдающими трубками). Это можно объяснить только неравномерным распределением газа в слое воздуха, не соответствующем ему по расходу, т. е. переводом газа по трубкам во внутренние слои воздуха. Если бы газ действительно равномерно смешался с 75% воздуха в горелке, то потери от  $q_3$  были бы значительно меньше, но никак не больше, чем в горелках, создающих смешение с 40% воздуха. Думается, что это не требует дальнейших пояснений. Это лишний раз подтверждает, что опыты с трубками не подобны опытам со струями (даже при равных глубинах проникновения в поток, и в особенности, если не учитывается профиль скоростного поля воздушного потока).

При максимальной относительной глубине проникновения струй (котел № 5, горелки с отверстиями диаметром 5 мм), равной 0,12 (60 мм),  $q_3$  составило 0,4—0,6%.

Следует отметить, что эти интересные опыты проводились на горелке с отверстиями, распределенными в несколько рядов (от 4 до 7). Многорядность на наш взгляд имеет существенный недостаток: газовые струи одинаковых или мало различающихся диаметров могут накладываться одна на другую, создавая местные очаги недостатка воздуха. Так, непостоянство величины потерь  $q_3$  при различных нагрузках котла отчасти объясняется тем, что в зависимости от нагрузки несколько меняется направление вектора скорости воздушного потока в горелке. При отверстиях, размещенных в несколько рядов, никак не удастся обеспечить движение всех струй в промежутках между струями соседних рядов. Вторым недостатком испытанных горелок заключается в применении промежуточных размеров отверстий. Так, кроме отверстий 5 и 10 мм, применялись еще отверстия диаметром 7 или 8 мм. Выходящие из них струи газа при одних режимах накладываются на струи малых размеров, а при других — на струи, выходящие из больших отверстий.

Представляется, что процесс развития и перемешивания струй газа в потоке воздуха в горелке должен быть организован принципиально по другой схеме, которая позволяла бы выдерживать постоянным смесеобразование при изменении нагрузки. В соответствии

с этим в предложенной методике расчета (см. главу 5) газоразпусные отверстия в каждой горелке рекомендуется делать только двух размеров. При этом струи, выходящие из малых и больших отверстий, будут развиваться в разных слоях воздуха, не накладываясь одна на другую при любых нагрузках.

В горелках, испытанных в работе [117], эта рекомендация выдерживалась лишь частично и все же применением струй разных диаметров удалось снизить потери тепла  $q_3$  до 0,2%.

Сделаем расчет этой горелки (см. рис. 6. 12) в соответствии с нашими рекомендациями.

#### ПРИМЕР РАСЧЕТА ГОРЕЛКИ С ПЕРИФЕРИЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА; В ГЛУБИНЕ АМБРАЗУРЫ

Исходные данные для расчета горелки (см. рис. 6. 12): номинальная производительность горелки  $B_r = 2600 \text{ м}^3/\text{ч}$ , среднерасходная скорость воздуха (условно отнесенная ко всему поперечному сечению горелки) 20 м/сек, выходная скорость газа из отверстий до 140 м/сек, температура горячего воздуха  $t_b = 270^\circ \text{С}$ , температура газа  $t_r = 5^\circ \text{С}$ , среднерасходная скорость воздуха в кольцевом сечении 24 м/сек.

#### Расчет.

##### 1. Действительная скорость воздуха

$$v_b = \frac{v_{\text{расх}}}{\sin \beta} = \frac{24}{\sin 30^\circ} = \frac{24}{0,5} = 48 \text{ м/сек.}$$

Угол  $\beta$  согласно данным работ [131 и 156] может быть принят в  $30^\circ$ .

2. Определяем пределы максимальной глубины проникновения струй в закрученный поток воздуха по формулам (5. 35а) и (5. 36а).

В данной горелке на режиме сжигания газа раструб пылевой части отодвигается внутрь. Поэтому поток воздуха проходит более узким сечением, имеющим ширину  $A = (1050 - 660)/2 = 195 \text{ мм}$  (где размер 660 мм равен диаметру раструба).

$$h_{1 \max} = (0,35 \div 0,45) 195 = 68 \div 87,7 \text{ мм,}$$

$$h_{2 \max} = (0,10 \div 0,20) 195 = 19,5 \div 39 \text{ мм,}$$

$$h_1 = \frac{h_{1 \max}}{1,375} = \frac{68 \div 87,7}{1,375} = 49,5 \div 63,6 \text{ мм,}$$

$$h_2 = \frac{h_{2 \max}}{1,375} = \frac{19,5 \div 39}{1,375} = 14,2 \div 28,4 \text{ мм.}$$

В пределах рассчитанных значений глубин проникновения струй можно принять любые величины. Учитывая, что скорость газа в данной горелке может быть большой, принимаем глубины струй,

близкие к максимальным значениям. Принимаем  $h_1 = 62,5$  мм и  $h_2 = 23,5$  мм.

3. Задавая выходной скоростью газа из отверстий 110 м/сек и значением коэффициента  $k_s = 1,7$ , определяем диаметр больших и малых отверстий по формуле (4. 17):

$$d_1 = \frac{h_1 v_B}{k_s v_r} \sqrt{\frac{Y_B}{Y_r}} = \frac{62,5 \cdot 48}{1,7 \cdot 110} \sqrt{\frac{0,65}{0,75}} = 16 \cdot 0,93 \approx 15 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{h_2 v_B}{k_s v_r} \sqrt{\frac{Y_B}{Y_r}} = \frac{23,5 \cdot 48}{1,7 \cdot 110} \sqrt{\frac{0,65}{0,75}} = 6,07 \cdot 0,93 \approx 5,65 \text{ мм}.$$

Округляя, принимаем  $d_2 = 5,5$  мм и  $d_1 = 15$  мм.

4. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5. 12):

$$F_r = \frac{B \cdot 10^6}{3600 v_r} \frac{273 + t_r}{273} = \frac{2600 \cdot 10^6}{3600 \cdot 110} \frac{273 + 5}{273} = 6800 \text{ мм}^2.$$

5. Общая площадь отверстий для выхода газа распределяется между отверстиями двух размеров:

$$F_M = 0,3 F_r = 0,3 \cdot 6800 = 2040 \text{ мм}^2,$$

$$F_6 = 0,7 F_r = 0,7 \cdot 6800 = 4760 \text{ мм}^2.$$

6. Определяем число отверстий для струй каждого размера по формулам (5. 15) и (5. 16).

Число отверстий большого и малого размеров

$$n_1 = \frac{F_6}{f_6} = \frac{4760}{176,5} = 27.$$

Принимаем 28 отверстий

$$F_r = n_2 f_6 = 28 \cdot 176,5 = 4940 \text{ мм}^2,$$

$$f_6 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 \cdot 15^2 = 176,5 \text{ мм}^2.$$

На долю мелких отверстий остается  $6800 - 4940 = 1860$  мм<sup>2</sup>.

$$n_2 = \frac{1860}{f_M} = \frac{1860}{23,7} = 78,5,$$

$$f_M = \frac{\pi d_2^2}{4} = 0,785 \cdot 5,5^2 = 23,7 \text{ мм}^2.$$

Принимаем 78 отверстий.

7. Определяем абсолютный и относительный шаг между отверстиями для струй большого и малого размеров по формулам (4. 20) и (4. 21):

$$s_1 = \frac{\pi D}{n_2} = \frac{3,14 \cdot 1050}{28} = 118 \text{ мм}, \quad s_1/d = \frac{118}{15} = 7,85;$$

$$s_2 = \frac{\pi D}{n_2} = \frac{3,14 \cdot 1050}{78} \approx 42,5 \text{ мм}, \quad s_2/d = \frac{42,5}{5,5} = 7,7.$$

При данных относительных шагах между большими и малыми струями коэффициент пропорциональности по графику 4. 19, а  $k_s = 1,7$ , что соответствует значению, принятому в расчете.

В связи с тем, что диаметр малых отверстий был округлен, проверяем глубину проникновения малых струй в поток по формуле (4. 14):

$$h_2 = k_s d_2 \frac{v_r}{v_B} \sqrt{\frac{Y_r}{Y_B}} = 1,7 \cdot 5,5 \frac{110}{48} \sqrt{\frac{0,75}{0,65}} = 21,4 \cdot 1,075 \approx 23 \text{ мм}.$$

8. Определяем диаметры струй в потоке по формуле (4. 18):

$$D_{c_1} = 0,75 h_1 = 0,75 \cdot 62,5 \approx 47 \text{ мм},$$

$$D_{c_2} = 0,75 h_2 = 0,75 \cdot 23 \approx 17,2 \text{ мм}.$$

9. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4. 24) и (4. 25):

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{n_1} = \frac{3,14 \cdot 925}{28} = 103,5 \text{ мм},$$

$$\frac{t_1}{D_{c_1}} = \frac{103,5}{47} = 2,18,$$

$$D_1 = D - 2h_1 = 1050 - 2 \cdot 62,5 = 1050 - 125 = 925 \text{ мм},$$

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{n_2} = \frac{3,14 \cdot 1004}{78} \approx 40,5 \text{ мм},$$

$$\frac{t_2}{D_{c_2}} = \frac{40,5}{17,2} \approx 2,35,$$

$$D_2 = D - 2h_2 = 1050 - 2 \cdot 23 = 1050 - 46 = 1004 \text{ мм}.$$

10. Отношение максимальной глубины проникновения струй к ширине воздушного потока

$$\frac{h_{1 \max}}{A} = \frac{h_1 + 0,375 h_1}{195} = \frac{62,5 + 0,375 \cdot 62,5}{195} = \frac{86}{195} \approx 0,44.$$

$$\frac{h_{2 \max}}{A} = \frac{h_2 + 0,375 h_2}{195} = \frac{23 + 0,375 \cdot 23}{195} = \frac{23 + 8,6}{195} = \frac{31,6}{195} = 0,16.$$

По левой половине графика 5. 23, б можно видеть, что малые струи при этой относительной максимальной глубине перемешиваются примерно с 25% воздуха, а со всем количеством газа в пределах горелки перемешивается примерно 55% воздуха (при  $h_{\max}/A = 0,44$ ).

Полученное по расчету распределение струй газа приведено на рис. 7. 3. На нем видно, что струи разных размеров развиваются в потоке воздуха, не сливаясь между собой.

Отверстия малых размеров лучше всего сделать на краю газовой камеры, обращенном к топке, для ее охлаждения. Если газовая камера имеет овальную форму, как, например, в работе [117], то отверстия можно сверлить под некоторым углом. Отверстия больших

размеров сверлят дальше от переднего края газовой камеры, но не дальше раструба пылевой части при ее положении внутри горелки.

Попутно отметим, что в случае образования в устье горелки на небольшом участке светящегося факела пламени это не должно рассматриваться как ухудшение сжигания газа. При правильном распределении газа в воздухе даже при светящемся факеле пламени не будет потерь тепла от химической неполноты сгорания газа.

Для горелок большое значение имеет повышение надежности их работы. В то же время стремление улучшить перемешивание газа в горелке в отдельных случаях может увеличить опасность ее обгорания. В связи с этим представляет интерес отвести от горелки воспламенение газа и удлинить несколько факел пламени. Предста-

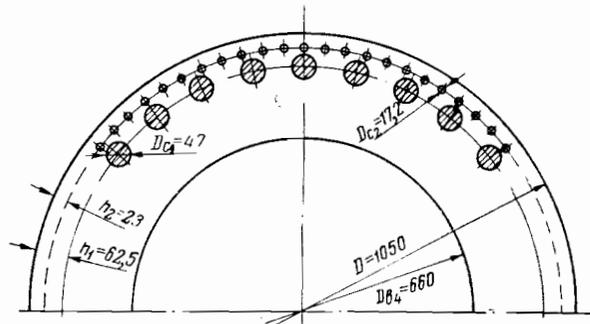


Рис. 7. 3. Распределение струй газа в потоке воздуха (горелка рис. 6. 12) по расчету.

вляется, что это можно сделать, применив в горелке с периферийной подачей газа отверстия только большого размера. Но это предложение требует экспериментальной проверки и может быть рекомендовано для проверки на одной из горелок котла, находящегося в эксплуатационных условиях.

Применительно к этой же горелке (см. рис. 6. 12) можно было бы рекомендовать проверить ее работу при одинаковых отверстиях диаметром 15 мм в количестве 38, просверленных с шагом в 86,5 мм, и скорости газа 110 м/сек.

По-видимому, факел пламени будет светящимся и несколько отнесен от устья горелки. Потеря тепла от недожога не должно быть. Такой прием организации факела пламени представляет интерес, проверить. Можно полагать, что он повысит надежность работы горелки. Однако еще раз подчеркнем, что это предложение требует предварительной тщательной проверки с проведением точных анализов продуктов сгорания на хроматографе. Нет необходимости делать аналогичные примеры расчета для других горелок, приведенных на рис. 6. 17—6. 20.

Если газовый коллектор изготовлен из трубы, как, например, в горелках, изображенных на рис. 6. 21, 6. 26 и 6. 27, то для улуч-

шения равномерности выдачи газа существенным являются увеличение числа подводов газа к коллектору и уменьшение отношения суммарной площади отверстий к поперечному сечению трубы. Желательно также принимать диаметр труб для газовых камер как можно больше.

Не приводя здесь расчета горелки (см. рис. 6. 2; каждый сделает легко это сам), можно лишь отметить, что для улучшения ее работы необходимо увеличить диаметр отверстий, из которых струи выходят нормально в поток воздуха.

Эта же рекомендация относится и к горелке, изображенной на рис. 6. 22; добавим, что струи не следует подавать более чем через два ряда отверстий.

В отношении горелок с периферийной подачей газа на выходе из амбразуры следует рекомендовать также применять сопла различных диаметров (отношение диаметров 2,5—3). В горелке рис. 6. 26 расчет показывает малую глубину проникновения струй в поток, поэтому и имеется постоянная потеря тепла  $q_3 = 2 \div 3\%$ , а не из-за пульсации в подаче газа, как отмечается в работе [25].

Обратимся еще к анализу результатов испытаний комбинированных газомазутных горелок на газовом режиме. Одной из таких конструкций является газомазутная горелка ТКЗ (рис. 6. 38). По данным ее испытаний, приведенным в работе [82] (кривая 5 на рис. 6. 37), можно видеть, что при коэффициенте избытка воздуха за пароперегревателем  $\alpha_{пп} = 1,2$   $q_3 = 0,5\%$ , а при  $\alpha_{пп} = 1,1$  потеря тепла  $q_3 = 1,1$ . Такие же потери тепла от недожога имеются и при использовании горелок БПК и улиточных (кривые 4 и 3 на рис. 6. 37).

Как и отмечается в работе [82], эти потери являются результатом недостаточного предварительного перемешивания газа с воздухом. В горелке ТКЗ для газомазутных котлов ТГМ-84 и ТГМ-94 приняты выходные скорости газа 100 и 150 м/сек из отверстий диаметром 10 мм, распределенных в несколько рядов на центральной насадке. Как выше уже было показано (при расчете горелок с центральной подачей газа на выходе из амбразуры), много рядов мелких струй создают плохие условия смесеобразования практически при любых выходных скоростях газа. Попробуем расчетом исправить процессы смешения в этих горелках.

#### ПРИМЕР РАСЧЕТА ГАЗОМАЗУТНОЙ ГОРЕЛКИ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА В ГЛУБИНЕ АМБРАЗУРЫ

Исходные данные для расчета горелки ТКЗ (рис. 7. 38): производительность горелки по газу  $B = 2000$  м<sup>3</sup>/ч, теплота сгорания природного газа  $Q_n^p = 9234$  ккал/м<sup>3</sup>, температура воздуха при работе на газе  $t_b = 290^\circ$  С, скорость газа на выходе из отверстий исходной конструкции  $v_r = 100$  м/сек, удельный вес газа при  $12^\circ$  С  $\gamma_r = 0,75$  кг/м<sup>3</sup>, удельный вес воздуха при  $290^\circ$  С  $\gamma_b = 0,63$  кг/м<sup>3</sup>.

Количество воздуха, теоретически необходимое для горения газа,  $L_{теор} = 10,2$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> газа. Коэффициент избытка воздуха в горелке  $\alpha' = 1,05$ .

Расход воздуха в горелке

$$V_B = \alpha' L_{теор} B \frac{T_B}{T_0} = 1,05 \cdot 10,2 \cdot 2000 \frac{273 + 290}{273} = 44200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Наружный диаметр канала воздушного потока в сечении отверстий для выхода газа  $D = 750 \text{ мм}$ . Внутренний диаметр канала воздушного потока в том же сечении  $D_{вн} = 203 \text{ мм}$ .

Среднерасходная скорость воздуха в канале

$$v_{рас} = \frac{B \cdot 4}{3600 \pi (D^2 - D_{вн}^2)} = \frac{44200 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 (0,75^2 - 0,203^2)} \approx 30 \text{ м/сек}.$$

Действительную скорость газа с учетом движения его по спирали для горелок с центральной подачей газа рекомендуется принимать по формуле

$$v_B = 1,5 v_{рас} = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ м/сек}.$$

### Организация светящегося факела пламени в топке

1. Согласно методике расчета таких горелок в живом сечении цилиндрического воздушного канала радиусом  $r_0 (D/2)$  проводится радиус  $r_1$ , на котором предполагаем разместить ограниченное число струй газа (от 6 до 12). Для того чтобы струи не ударились в стенку и не раскалили ее в случае воспламенения газа, необходимо обеспечить прослойку воздуха вдоль стенки для ее охлаждения. Поэтому принимаем небольшую глубину проникновения струй газа в поток воздуха. Определяем радиус  $r_1$  по формуле (5. 31):

$$h_1 + r_{вн} = r_1 \approx (0,4 \div 0,6) r_0.$$

Принимаем

$$r_1 = 0,5 r_0 = 0,5 \frac{750}{2} \approx 187 \text{ мм}.$$

Округляем  $r_1$  до 190 мм.

2. Определяем глубину проникновения струй:

$$h = r_1 - r_{вн} = 190 - \frac{203}{2} = 190 - 101,5 = 88,5 \text{ мм}.$$

3. Задаваясь выходной скоростью газа 50 м/сек, определяем диаметр отверстий по формуле (4. 17):

$$d = \frac{h v_B}{k_s v_r} \sqrt{\frac{\gamma_B}{\gamma_r}} = \frac{88,5 \cdot 45}{1,7 \cdot 50} \sqrt{\frac{0,63}{0,75}} = 46,8 \cdot 0,915 \approx 42,8 \text{ мм}.$$

4. Определяем общую площадь отверстий для выхода газа по формуле (5. 12):

$$F_r = \frac{B \cdot 10^6}{3600 c_r} \frac{273 + t_r}{273} = \frac{2000 \cdot 10^6}{3600 \cdot 50} \frac{273 + 12}{273} = 11600 \text{ мм}^2.$$

5. Определяем число отверстий струй:

$$n = \frac{F_r}{f} = \frac{11600}{1437} = 8,06,$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = 0,785 \cdot 42,8^2 \approx 1437 \text{ мм}^2.$$

Принимаем число отверстий  $n = 8$  и уточняем площадь выходного сечения одного отверстия:

$$f = \frac{F_r}{n} = \frac{11600}{8} = 1450 \text{ мм}^2,$$

$$d_a = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1450}{3,14}} = 43 \text{ мм}.$$

6. Задаваясь отношением сторон 1 : 2 до 1 : 3, принимаем малую сторону отверстия 25 мм; тогда большая сторона равна  $58 = \frac{1450}{25}$ .

Отверстия размером  $25 \times 58 \text{ мм}$  фрезеруются на конце насадки под углом  $25^\circ$  к оси горелки по направлению вращения воздушного потока.

7. Определяем абсолютный и относительный шаг между отверстиями на поверхности насадки по формуле (4. 20) и (4. 21):

$$s = \frac{\pi D_{вн}}{n} = \frac{3,14 \cdot 203}{8} \approx 80 \text{ мм},$$

$$\frac{s}{d_a} = \frac{80}{43} \approx 1,86.$$

8. Определяем размер струй газа в потоке воздуха по формуле (4. 18):

$$D_c = 0,75 h = 0,75 \cdot 88,5 \approx 66,5 \text{ мм}.$$

9. Определяем абсолютный и относительный шаг между струями в потоке по формулам (4. 24) и (4. 25):

$$t = \frac{\pi D_1}{n} = \frac{3,14 \cdot 380}{8} = 149,$$

$$\frac{t}{D_c} = \frac{149}{62,5} = 2,39,$$

$$D_1 = D_{вн} + 2h = 203 + 2 \cdot 88,5 = 203 + 177 = 380 \text{ мм}.$$

Полученное по расчету распределение струй газа приведено на рис. 7. 4. На нем видно, что между струями и поверхностью амбразуры имеется еще большая прослойка воздуха. Даже при проходе через пережим диаметром 650 мм горячая смесь не дойдет до стенки.

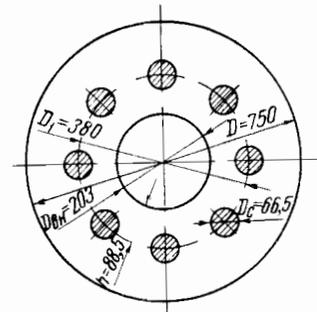


Рис. 7. 4. Распределение струй газа в потоке воздуха в газомазутной горелке ТКЗ (изображенной на рис. 6. 38) по расчету при сжигании газа в светящемся факеле пламени.

По-видимому, можно было бы еще увеличить глубину проникновения с 88,5 до 100 мм за счет увеличения выходной скорости газа. Это всегда можно сделать, если процесс сжигания газа будет сопровождаться даже небольшими потерями тепла от недожога.

Для организации несветящегося факела пламени необходимо уменьшить размер отверстий и увеличивать скорость газа. При этом не следует увеличивать выходную скорость газа более 150 м/сек, струи не должны касаться стенки пережима и число струй не должно быть больше 12 и меньше 6.

Используя изложенные в книге основы расчетов газовых горелок, не составит труда осуществить на месте более тонкую доводку. Можно было бы проанализировать причины неудовлетворительной работы горелок и других типов и привести примеры их расчета, однако нам представляется, что приведенных примеров расчета вполне достаточно, а читатель сам легко сделает расчеты интересующих его горелок.

\*\*\*\*\*

## Глава 8

### ПРОЕКТНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО ПЕРЕВОДУ КОТЛОВ И ПЕЧЕЙ НА ГАЗОВОЕ ТОПЛИВО

Доля газа в топливном балансе страны на ближайший период времени в 20 и более лет будет возрастать. Одновременно все увеличивающееся количество газа будет использоваться в быту и химии. Связано это с тем, что при имеющихся, а тем более намеченных огромных масштабах добычи и производства газа на полное удовлетворение бытовых потребностей всего населения и химической промышленности будет расходоваться не более 20 % от общего его количества. Следовательно, газ не только резервное (буферное), но и постоянное высококалорийное топливо для ряда крупных потребителей (печей, котлов и др.). При этом возникает вопрос, для каких объектов необходимо в первую очередь разрабатывать проекты перевода их на газовое топливо.

Проще всего замена природным газом других, более дорогих видов топлива. Однако простая замена природным газом дорогих видов топлива — это только один и далеко не единственный путь достижения народнохозяйственного эффекта. При использовании газообразного топлива в различных печах и котлах следует иметь в виду, что наибольший эффект от замены твердого топлива газом может быть получен в установках, которые до перевода на газ имели низкий коэффициент полезного действия (к. п. д.) при большом количестве обслуживающего персонала. Если говорить о котельных, то в первую очередь это касается малой энергетики крупных городов. Такие котельные, как правило, распределенные по всем районам городов, являются источниками больших загрязнений воздушного бассейна населенных мест. При переводе на газ эти котельные, во-первых, перестанут являться источниками загрязнений, во-вторых, при правильной эксплуатации к. п. д. установок возрастет до 85—88%, что позволит сэкономить 15—20% топлива, и, в-третьих, открывающиеся широкие возможности по внедрению автоматического управления котлами на газовом топливе — надежная гарантия резкого снижения количества обслуживающего персонала котельных.

Использование газа на тепловых электростанциях дает меньший экономический эффект по сравнению с малой энергетикой. При переводе крупных котлов тепловых станций с твердого топлива на газ их к. п. д. повысится всего на 3—6%.

Поэтому, если в малой энергетике желательно газ использовать постоянно, то на тепловых станциях — лишь летом в качестве буферного топлива, в то время как зимой станции должны работать на твердом или жидком топливе.

В печах потребление газа более стабильно, однако и в них возможны случаи замены природного газа мазутом. Перевод на газ, например, мартеновских печей с организацией светящегося факела пламени позволил повысить удельный съем металла и в целом производительность печей более чем на 10%.

Другим путем, приводящим к гораздо большему эффекту, является использование газообразного топлива в агрегатах, требующих для своего сооружения меньше металла и других дефицитных материалов, работающих с повышенными к. п. д., увеличенными теплонапряжениями объема и удельными нагрузками с квадратного метра поверхности нагрева; так, например, применение различных комбинированных схем газоиспользования в установках котлы-печи (низкотемпературные), котлы-газовые турбины, котлы-сушилки и других установках комплексного использования топлива.

Перспективно также создание малогабаритных чисто газовых паровых котлов с тесными трубными пучками малых диаметров, с малыми камерами горения, работающими с резко повышенными форсировками и теплосъемами с поверхностей нагрева.

В связи с разработкой более эффективных методов сжигания газа в новых установках и необходимостью рационального использования газа в существующих печах и котлах возникает ряд задач по проектированию их перевода на газ.

Возможность осуществления более эффективных методов сжигания газа в новых установках непосредственно зависит от возможности изменения горелочного устройства. Проекты перевода на газ могут быть выполнены оптимальными для каждого конкретного объекта, если они учитывают все его особенности.

Как известно, при переводе установок с твердого или жидкого топлива на газ приходится иметь дело с большим разнообразием конструкций горелочных устройств. В этих условиях было бы невозможно найти оптимальное и рациональное проектное решение, приводящее к минимуму переделок, в котором всегда использовалось бы одно газогорелочное устройство.

Наиболее выгодное проектное решение для конкретного объекта возможно лишь при условии, когда газогорелочное устройство, обеспечивающее полноту сжигания газа в печи или топке при минимальном или по условиям технологии печи заданном избытке воздуха, удовлетворяет ряду основных требований:

1) универсальность — возможность использования в топках или печах различной конструкции, размеров и конфигурации в каче-

стве комбинированного устройства, обеспечивающего одинаково хорошее сжигание газообразного, жидкого и пылевидного топлива;

2) полная надежность в работе, обеспеченная ограничением тепловыделения вблизи горелки при минимальном затягивании факела пламени (или продуктов сгорания) из топки в горелку;

3) устойчивость зажигания и стабилизация фронта горения в широких пределах изменения нагрузки;

4) простота конструкции, изготовления, обслуживания, ревизии и ремонта;

5) минимальное сопротивление по воздушному тракту, а для горелок, сжигающих газы типа доменных, коксовых и др., и по газовому тракту;

6) обеспечивать начальное (в горелке) смесеобразование заданной интенсивности, достаточное для завершения горения газа в конкретных установках при всех нагрузках;

7) обеспечивать полноту сгорания газа при минимальном коэффициенте избытка воздуха или заданную атмосферу в камере горения (восстановительную или окислительную) при возможности автоматизации работы горелки применением простых схем;

8) обеспечивать бесплунную работу и не вызывать вибрации арматуры и всех элементов установки;

9) обеспечивать при сжигании газа сохранность оборудования для других видов топлива (жидкого или твердого);

10) обладать возможностью быстрого и легкого перехода с газа на другие виды топлива и обратно, сохраняя на всех топливах экономичную работу.

Естественно, не каждое горелочное устройство должно удовлетворять всем перечисленным требованиям. Так, например, газовые горелки не должны удовлетворять требованиям, предъявляемым к комбинированным горелкам. И, наоборот, можно указать горелки, которые должны удовлетворять требованиям, не указанным в перечне (например, регулирование длины факела пламени и др.). Здесь приведены основные требования.

Кратко остановимся на значении перечисленных основных требований к газогорелочным устройствам.

Значение первого требования — универсальности — очевидно из его содержания и не нуждается в дополнительных пояснениях.

Второе требование — надежность в работе — является самым важным, имеющим большое народнохозяйственное значение. Объясняется это тем, что выход из строя горелочного устройства одновременно может вывести из строя мощный котел, находящийся в блоке с турбиной, или печь большой производительности. Внезапный их выход из строя и вынужденная остановка на ремонт или замену не только нарушают график работы предприятий, но и сопровождаются значительным снижением выработки электроэнергии, выплавки металла и т. п. Расчет позволяет повысить надежность работы горелки. Это можно сделать, в частности, вынеся процесс смещения за пределы горелки.



Третье требование — устойчивость зажигания и стабилизация фронта — особенно существенно при регулировании нагрузки в широких пределах. При малых нагрузках опасно явление втягивания пламени в горелку, или так называемое явление «обратного удара». При больших нагрузках смесь может не успеть прогреться до температуры воспламенения и зажигания не произойдет.

Несмотря на совершенную очевидность четвертого требования, нередко на практике приходится встречаться с неоправданно сложными горелками при изготовлении, эксплуатации и ремонте. В таком усложнении нет никакой необходимости. Из предыдущего ясно, что усложнение конструкции не вызвано процессами, происходящими в горелках, и никак не способствует их улучшению.

Пятое требование может быть удовлетворено (в пределе) при создании горелочного устройства, в котором все потери энергии полезны, т. е. способствуют смесеобразованию. Перспективными с этой точки зрения являются горелочные устройства с прямоточным движением воздуха.

Снижение сопротивления газового тракта для установок, присоединяемых к сетям среднего и высокого давления, не является очень существенным. Ряд горелочных устройств только и может эффективно работать при повышенных скоростях истечения газа. В особенности это следует учитывать при проектировании горелок высокой единичной теплопроизводительности для мощных установок.

Шестое требование предусматривает возможность создания по расчету в горелке одной и той же конструкции и размеров принципиально различное начальное смесеобразование, определяемое условиями сжигания газа (размерами камеры, ее форсировкой, расстоянием до охлаждающих или нагреваемых поверхностей и т. п.). При проектировании это может значительно сократить число типов-размеров горелок, применяемых в различных условиях для обеспечения эффективного сжигания газа.

Седьмое требование особенно существенно при проектировании горелок для печей, а также топков котлов высоких параметров, в которых нужно обеспечить заданную атмосферу. В этих установках не только требуется обеспечить полноту сгорания газа при постоянном, а иногда заданном коэффициенте избытка воздуха, но чтобы атмосфера печи в районе садки или в топке у экранных труб не менялась с восстановительной на окислительную (или наоборот), а была заданной и постоянной при всех нагрузках. Несоблюдение этого условия приводит в печах к нарушению технологического режима и браку продукции, а также дополнительным потерям тепла от недожога.

Рассчитанные горелки можно автоматизировать по одной из простых схем (по давлению газа и воздуха перед горелкой), обеспечивающей поддержание оптимального соотношения расходов воздуха и газа при рассчитанном начальном смесеобразовании.

Восьмое требование особенно существенно для инжекционных горелок печей и котлов в связи с большим числом установок, где

используются эти горелки, и массой обслуживающего персонала, который травмируется шумом при эксплуатации горелок.

Девятое требование имеет непосредственное отношение к комбинированным горелкам и существенно при сжигании в них любого вида топлива.

Десятое требование существенно для горелочных устройств, установленных в печах и топках котлов, использующих газовое топливо в качестве буферного топлива при частом переходе с одного вида топлива на другое (по нескольку раз в течение суток).

Рассмотрение перечисленных требований к горелочным устройствам установок, переводимых на газовое топливо, показывает, что почти все они могут выполняться в полной мере лишь на основе расчета.

Из перечисленных требований видно, какое решающее значение имеют горелочные устройства для эффективного использования газа в теплотехнических установках.

При проектировании перевода установок на газ следует рассматривать и процессы, развивающиеся в камерах сгорания — печах или топках паровых котлов. Следует учитывать различия в камерах сгорания и особенность установок до перевода на газ.

Прежде всего необходимо учитывать, происходит ли горение в камере с теплоизолированными или охлаждаемыми стенками. Горение в неэкранированных камерах благоприятно отражается на тепловом балансе печи, облегчает условия воспламенения и может привести к сокращению зоны завершения процесса горения. Если стенки камеры охлаждаются, то в некоторых условиях это может отрицательно влиять на тепловой баланс процесса, в особенности на устойчивость зажигания факела пламени. При слишком большой степени охлаждения камеры (большое значение отношения поверхности охлаждения к объему камеры  $F_{\text{охл}}/V$ , растущее по мере уменьшения сечения камеры) баланс процесса у корня факела может оказаться столь неблагоприятным, что устойчивое горение окажется неосуществимым при малых форсировках. Следует поэтому учитывать, что в экранированных котельных топках всегда устойчивый режим горения принципиально легче обеспечивается при повышенных теплонапряжениях топочного объема. Это является одной из причин того, что уже сейчас газомазутные топки котлов малой и средней производительности проектируются на теплонапряжении порядка 1 млн. ккал/м<sup>3</sup> · ч и более.

При сжигании газа в неэкранированных печах, топках или предтопках, наоборот, небезопасно вести процесс с повышенными теплонапряжениями, так как можно перейти предел допустимой температуры огнеупоров стен. В особенности такая опасность может возникнуть при использовании горелок полного предварительного смешения. При проектировании это не всегда учитывается. При неудачной установке, например, инжекционных горелок в нижней части выносной неэкранированной топки жаротрубного котла через несколько суток работы наблюдались случаи обвала свода потолочного

перекрытия топки. Надо было применить горелки с принудительной подачей газа с растянутым факелом пламени. В проектах перевода на газ экранированных топков малых котлов для повышения устойчивости факела пламени и улучшения горения предусматривается установка шамотных горок.

Размещение горелок в печи и топке также может существенно влиять как в лучшую, так и в худшую сторону на характер процессов горения. Если горелки размещены в топке так, что факел одной способствует устойчивости зажигания факела, выходящего из другой горелки, а в дальнейшем они взаимодействуют между собой в топке, то такие размещения являются удачными.

Сравнительно еще интенсивный процесс в корне факела постепенно замедляется главным образом из-за снижения концентрации свободного кислорода и снижения турбулентного перемешивания за счет падения поперечного градиента скоростей. Поэтому в конце факела желательнее усилить процесс смешения. В особенности интенсифицируется дожигание при взаимодействии встречных и поперечных дальнобойных факелов пламени.

В печах малой и большой длины процесс горения газа организуется различно.

В главе 2 уже рассматривалась работа горелок в сочетании с камерой сгорания и отмечалось обратное воздействие камеры на процессы зажигания и горения.

Топочная камера может и усиливать и ослаблять тепловой баланс очага горения, создаваемого горелкой, и, следовательно, влиять на ее работу в обе стороны. Аэродинамика камеры горения характеризуется той или иной однородностью поля концентраций, скоростей и температур, в ней могут возникать вихревые движения. В топках паровых котлов могут, например, меняться соотношения в подаче первичного и вторичного воздуха, применяться различные системы размещения горелок (однофронтная, двухфронтная, диагональная, тангенциальная, блочная и т. д.). Все эти добавочные условия, в основном связанные с особенностями самой топочной камеры, могут существенно влиять на характеристики всей топки в целом и в какой-то мере на условия работы самой горелки.

Разработанная методика расчета горелок введением определяющих режимных и конструктивных параметров существенно расширяет характеристики горелок. В частности, она позволяет существенно влиять на различные стороны процессов сжигания; это видно даже из приведенного выше перечня требований к газогорелочным устройствам, которые удовлетворяются с помощью этой методики расчета.

### ПЕРЕВОД ПЕЧЕЙ НА ГАЗОВОЕ ТОПЛИВО

При решении вопроса о выборе горелок при переводе печей на газовое топливо или при разработке новых конструкций необходимо учитывать ряд одновременно действующих факторов: характер работы печи (периодическая или непрерывно действующая); размеры печи

(ширина, длина, высота); технологический режим и характер факела пламени; необходимость подогрева воздуха; пределы регулирования производительности горелок; конструкцию печи и возможные места установок горелочных устройств (в рабочей камере или в отдельных топочных устройствах); давление газа и ряд других.

Приводимые ниже общие положения по выбору типа горелок в соответствии с рекомендациями М. М. Эфроса [163] являются общеправильными, ориентировочными и должны корректироваться в каждом отдельном случае с учетом местных условий.

Инжекционные горелки целесообразно применять в следующих установках:

- непрерывного действия с установившимся режимом и постоянным расходом газа при ширине рабочего пространства (при двустороннем обогреве) не более 1,5 м, если требуется равномерный нагрев изделий;
- с постоянным режимом давления в рабочем пространстве печи при условии, что давление не будет превышать 0,5 мм вод. ст. в местах установки горелок;

- периодического действия небольшого размера для нагрева и термической обработки с колебаниями расхода топлива, не превышающими регулировочных возможностей горелок (выключение части горелок для регулировки теплового режима не рекомендуется из-за неравномерности нагрева при малом числе горелок в печах небольшого размера);

- в электрических печах сопротивления, переводимых на природный газ (в этом случае оправдано применение атмосферных инжекционных горелок низкого давления), а также в сушильных шкафах;
- в кузнечных и аналогичных им печах, где не требуется растягивать горение факела по длине печи.

Инжекционные горелки не рекомендуется применять в следующих установках:

- с колебаниями расхода топлива более чем 1 : 2,5;
- с шириной рабочего пространства свыше 1,5 м при двустороннем нагреве;

- с переменным режимом давления в рабочем пространстве; в установках, оборудованных рекуператорами (вопрос требует специального рассмотрения);
- при положительном давлении в рабочем пространстве на уровне горелок свыше +0,5 мм вод. ст.;

- в установках, где требуется иметь растянутый факел; при значительном колебании теплотворности газа;
- в установках, требующих очень интенсивной теплоотдачи лучеиспусканием (где требуется светящийся факел пламени).

Горелки низкого давления с принудительной подачей воздуха могут применяться в самых разнообразных установках со всевозможными режимами. Их целесообразно устанавливать лишь в тех случаях, когда оправдана установка инжекционных горелок.

Газозатупные горелки целесообразно устанавливать, когда нужно обеспечить резервное топливо из-за перебоев в подаче газа или когда

режим не позволяет останавливать агрегат, а сохранение параллельно с газовым мазутного отопления конструктивно исключено.

Выбор газомазутных горелок высокого или низкого давления должен производиться с учетом давления, на котором работают форсунки переводимой на газ печи. Для вновь устанавливаемых печей малого размера не рекомендуется применять газомазутные горелки высокого давления, так как они дают длинный факел, не обеспечивают полного сжигания газа в печи и вызывают сильный шум.

Эти горелки можно применять в отдельных случаях в печах с подовыми топками или в печах большой длины.

Большая практика перевода промышленных агрегатов на отопление природным газом в Советском Союзе и за рубежом показывает, что имеется ряд недостатков как в технике перевода, так и в эксплуатации этих агрегатов.

Теоретически и на практике установлено, что перевод мазутных печей на природный газ в большинстве случаев сопровождается снижением удельного расхода топлива и повышением производительности примерно на 10%. Однако на некоторых агрегатах наблюдается не понижение, а значительное повышение удельного расхода топлива. Это объясняется неправильным выбором типа и размеров горелок, а также неудовлетворительной их эксплуатацией.

Природный газ в настоящее время применяется во многих нагревательных (кузнечных, термических и др.), плавильных (мартеновских, барабанных, тигельных, вагранках и др.) печах и в различных сушильках как в чистом виде, так и в смеси с другими газами (коксовальным, городским и др.).

Сжигание газа в печах осуществляется с помощью горелок самых разнообразных конструкций, приведенных в работе И. М. Рафаловича [121].

Наиболее широко распространены в нагревательных и термических печах на заводах, переводившихся на газ в первую очередь, инжекционные горелки Стальпроекта, работающие при давлении газа около 0,3 ат.

Следует отметить, что на большинстве предприятий давление газа для инжекционных горелок составляет 0,2—0,35 ат, для горелок с принудительной подачей воздуха 200—250 мм вод. ст. [164].

Такое низкое давление газа для инжекционных горелок почти лишает их регулировочных возможностей, и при этом предел регулировки их производительности составляет всего 1,25—1,5.

Иногда неудовлетворительный процесс сжигания газа, явившийся следствием применения непригодного в данном случае типа горелок, относят ошибочно к характеристике сжигаемого топлива.

Так, например, на широкой листонагревательной печи, оборудованной с двух сторон инжекционными горелками, наблюдались сильный перегрев краев листов и отставание прогрева середины, что послужило причиной неправильного решения — обратного перевода печи на мазут. Достаточно было заменить инжекционные горелки

горелками с принудительным дутьем, чтобы удовлетворить технологическим требованиям нагрева [164].

Как показал опыт, при замене инжекционных горелок на термической печи перепад между температурой в месте установки горелки и температурой стенки печи уменьшается с 40 до 10° С.

При работе нагревательной печи с выдвижным подом для нагрева крупных слитков, оборудованной инжекционными горелками, установленными с обеих сторон печи в два ряда (верхний и нижний), несмотря на большое число горелок, в печи создается неравномерная температура как по ширине, так и по высоте. Это естественно, так как температура факела почти от устья резко падает по длине.

Замена инжекционных горелок горелками с принудительным дутьем улучшает нагрев по ширине, но не устраняет перепада температуры по высоте (вверху печи температура значительно превышает температуру низа).

Снятие верхних горелок и работа только на нижних горелках с принудительным дутьем обеспечивает хорошую работу печей среднего размера.

Крупным недостатком перевода печей на газ является небезопасность печей автоматикой. Многие печи имеют еще ручную регулировку или оборудованы только автоматическим регулятором температуры [164].

Необходимо стремиться к осуществлению автоматизации не отдельных узлов, а к комплексной автоматизации, охватывающей регулировку температуры, соотношения газ—воздух и давления в рабочем пространстве печи, причем регулировка всех этих параметров должна быть взаимосвязана. Приборы должны автоматически регулировать соотношения газ—воздух в случае изменения состава газа.

Помимо конструктивных недостатков, имеющих при переводе печей на газ, необходимо отметить и эксплуатационные, которые в основном сводятся к неудовлетворительному наблюдению за состоянием горелочных камней (туннелей) и самих горелок. Иногда можно видеть обгоревшие сопла горелок и отсутствие горелочных камней, вместо последних зияют отверстия, через которые подсасывается нерегулируемый воздух или выбиваются газы.

Приведем некоторые примеры перевода печей на природный газ.

Интересен опыт перевода электропечей сопротивления типа Н-30, Н-75 и других на природный газ. Перевод осуществлялся с помощью атмосферных горелок с давлением газа до 120 мм вод. ст. По данным одного из заводов перевод электропечей на газ привел к более равномерному нагреву изделий. Так, перепад температур, при электронагреве составлявший 40—90° С, при работе на газе сильно снизился. Стоимость нагрева на газе уменьшилась примерно в 5 раз по сравнению с электронагревом. Производительность печей увеличилась примерно в 2 раза [164].

Перевод камерных нагревательных и термических печей с твердого топлива на газ может быть решен в двух вариантах.

Колосниковая решетка закладывается двумя рядами шамотного кирпича на плашку или засыпается шлаком. Газовые горелки устанавливаются на фронтальной стенке топки вверху, напротив окна, ведущего из топки в рабочее пространство печи (согласно рис. 8.1, а). Этот вариант недостаточно эффективен, так как не происходит непосредственной теплоотдачи от факела к нагреваемым изделиям, что особенно важно при нагреве металла до 1200—1250° С. Кроме того, нагревается топка, что приводит к дополнительной потере тепла через ее стенки.

Более рациональным следует признать вариант, при котором окно, соединяющее топку и рабочее пространство, закладывается шамотным кирпичом (рис. 8.1, б), а горелки устанавливаются в боковой

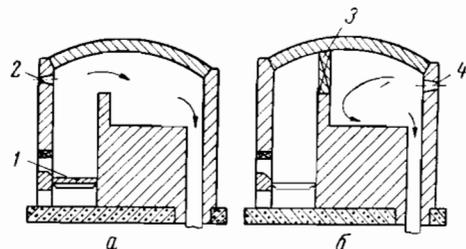


Рис. 8.1. Перевод камерной печи с твердого топлива на газ.

а — первый вариант; б — второй вариант.  
1 — огнеупорный настил; 2, 4 — отверстие для горелки; 3 — ложная стенка.

или задней стенках рабочей камеры. Топка в этом случае остается без изменений. По этому же принципу могут переводиться на газ и печи с выдвижным подом, работающие на твердом топливе.

При переводе на газ мазутных нагревательных и термических печей с выдвижным подом целесообразно подавать поток горячих газов от горелок под нагреваемые изделия, которые должны укладываться на высокие

(300—400 мм) подставки. Горелки надлежит устанавливать на уровне середины высоты подставки или несколько ближе к поду, как показано на рис. 8.2. В перевальной стенке напротив горелки необходимо сделать соответствующее окно с таким расчетом, чтобы основная часть газового потока свободно прошла через него. На таких печах необходимо устанавливать горелки с принудительным дутьем низкого давления.

Перевод нагревательных регенеративных печей на газовое топливо также может быть осуществлен в двух вариантах. По первому варианту установленные в торцах мазутные форсунки высокого давления заменяются газовыми соплами, подающими газ среднего давления с таким расчетом, чтобы длина факела пламени была не менее половины длины печи.

По второму варианту торцовые форсунки остаются и обеспечивают возможность быстрого перехода на жидкое топливо, а газ подается через ряд сопел, расположенных с обеих продольных сторон печи по оси вертикальных воздушных каналов, через которые подается воздух из регенератора, приведенного на рис. 8.3. В перевальных стенках должны быть предусмотрены окна напротив осей горелок. Струя газа будет эжектировать воздух и перемешиваться с ним.

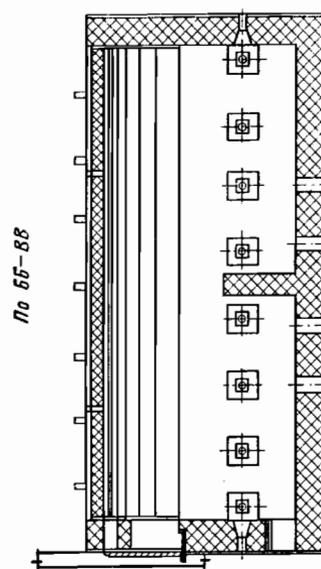
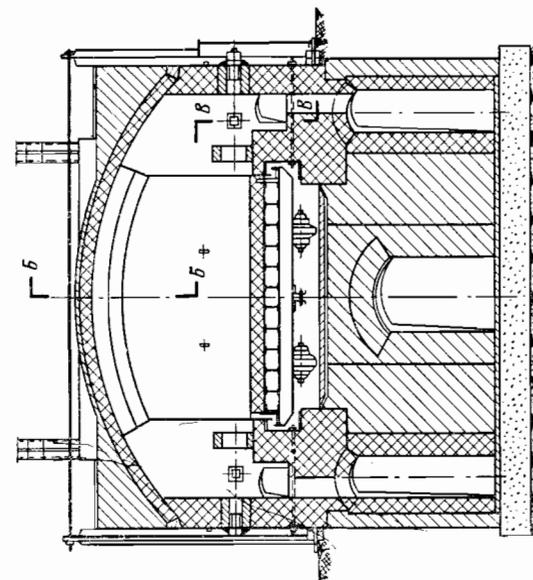


Рис. 8.2. Перевод печи с выдвижным подом на газ.



Природный газ — идеальное топливо для мартеновских печей: высококалорийное, содержит много углеводородов, малосернистое и наиболее дешевое. Однако на первых порах из-за отсутствия практики при переводе мартеновских печей на отопление природным газом работа их иногда ухудшалась и приходилось дополнительно расходовать мазут.

Интересен опыт перевода на газ крупных мартеновских печей, осуществленный под руководством Н. Н. Доброхотова [43].

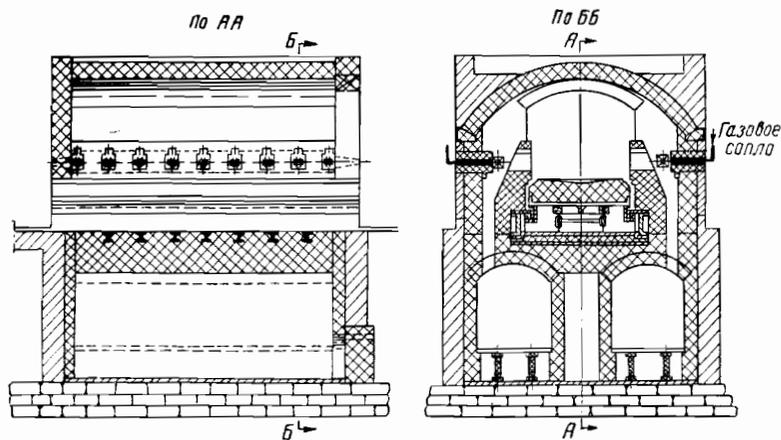


Рис. 8. 3. Перевод регенеративной нагревательной печи на газ среднего давления.

Факел пламени в мартеновских печах должен быть сильно светящимся и двигаться с большой скоростью вдоль ванны не только в начале, но и в конце плавильного пространства. Для увеличения его кинетической энергии некоторые проектировщики вводили природный газ под высоким давлением, и он вытекал из горелки с большой скоростью, но из отверстия малого диаметра. При этом природный газ перемешивается на коротком пути и факел пламени получается несветящимся, т. е. не пригодным для мартеновских печей. Поэтому для увеличения излучения пламени в дополнение к природному газу пришлось вводить мазут в сравнительно большом количестве (около 35% по теплу). Этот вариант отопления мартеновских печей называется газомазутным.

В 1957 г. были представлены материалы о переводе мартеновских печей на отопление холодным высококалорийным газом. Эти данные явились результатом большой творческой работы Н. Н. Доброхотова с сотрудниками Института использования газа АН УССР [44].

В первое время только две мартеновские печи работали на одном природном газе без добавки какого-либо другого топлива: на Днепропетровском заводе им. К. Либкнехта и на заводе «Запорожсталь».

Они работают не хуже, чем прежде работали на мазуте на заводе им. К. Либкнехта и на коксодоменном газе в «Запорожстали».

В этих печах природный газ подвергается самокарбюризации (точно на том же принципе, как в горелках при организации светящегося факела пламени) в вертикальном канале головки печи: в средней вертикальный канал вводятся с малой скоростью весь природный газ (струей большого сечения) и часть регенераторного воздуха, там происходит неполное горение газа с образованием сажи и смолистых веществ. Получающийся полугаз поступает через газовый кессон в плавильное пространство, факел пламени получается сильно светящимся без добавки мазута и хорошо направленным.

Природный газ можно вводить или по оси головок, или двумя трубками по бокам одноканальной головки. Регенераторный воздух следует подавать в плавильное пространство упорядоченным потоком по направлению к ванне. Для этого головки мартеновских печей лучше делать одноканальными с плавным поворотом для направления воздуха к ванне. Главный свод в месте соединения со сводом головок следует несколько понизить, сделав в этом месте «седло».

При переводе мартеновских печей с коксодоменной смеси газов на отопление холодным коксовым и природным газом длина печи сокращается. Поэтому можно значительно удлинить плавильное пространство, а следовательно, увеличить полезную площадь пода и производительность печи. По такому способу отопления высококалорийным холодным газом уже работает ряд мартеновских печей. При этом головки должны устраиваться без газовых кессонов, чтобы не увеличивать их габариты и избежать ряда неудобств при эксплуатации печи.

Большая скорость и надлежащее направление движения факела пламени в плавильном пространстве при отоплении мартеновской печи высококалорийным газом могут создаваться только регенераторным воздухом, а не газом вследствие малой массы газа по сравнению с массой воздуха (количество воздуха на единицу веса природного газа является максимальным и составляет примерно 17 кг/кг), что иногда недостаточно учитывалось в некоторых проектах.

Соответственно указанным выше положениям в 1959 г. были выполнены проекты реконструкции многих действующих и вновь строящихся мартеновских печей [43].

Правильное применение газов в мартеновских печах дает большой технико-экономический эффект, в частности увеличивает выплавку стали и уменьшает расходы на ее производство.

При переводе печей на природный или смешанный газ надо особое внимание обращать на правильность определения расхода газа на агрегат. Часто практикуемый метод определения расхода газа путем простого пересчета по теплотворности фактического расхода топлива на природный или смешанный газ ведет к очень грубым ошибкам. Объясняется это тем, что при переводе печей с низкокалорийного топлива (твердого топлива или низкокалорийного газа) на высококалорийное резко снижается удельный расход топлива. Так, при

переводе печей с твердого топлива на природный газ удельный расход топлива обычно уменьшается на 15—20%, а при переводе высокотемпературных печей с низкокалорийного газа значительно больше. При переводе с мазута на природный газ удельный расход топлива также снизится примерно на 8%.

Если не учесть этих обстоятельств, то принятый расход топлива и производительность горелок будут завышены и тем самым регулировочные возможности печи значительно ухудшены. Это особенно скажется при переводе печей на инжекционные горелки и может привести к необходимости последующей замены установленных горелок горелками другой производительности или даже другого типа.

В связи с высокой теоретической температурой горения природного газа (около 2000 °С) не представляет никаких трудностей перевод на газовое топливо и высокотемпературных печей, в том числе и нагревательных. По переводу печей на газовое отопление можно отметить следующее.

Перевод печей с жидкого топлива или какого-либо газа на природный или смешанный газ можно осуществить тремя методами:

1) заменой мазутных форсунок или газовых горелок для другого газа соответствующими газовыми горелками для природного или смешанного газа;

2) заменой мазутных форсунок или газовых горелок газомазутными горелками или приспособлением существующих форсунок и газовых горелок для сжигания природного или смешанного газа;

3) параллельной установкой горелок для природного или смешанного газа с сохранением действующих форсунок.

Выбор того или иного решения определяется местными условиями. В тех же случаях, когда обеспечены бесперебойное снабжение природным газом и малые колебания давления, форсунки следует заменить специальными газовыми горелками.

Если возможны перебои в подаче газа и колебания его давления, то следует устанавливать взамен форсунок газомазутные горелки или дополнительно к устанавливаемым газовым горелкам сохранять существующие форсунки, чтобы иметь возможность быстро перевести печь на мазутное отопление.

Так как природный газ сжигается с меньшим избытком воздуха, чем мазут, то его практическая температура горения близка к теоретической температуре горения мазута.

Таким образом, температурные условия позволяют без затруднений переводить высокотемпературные мазутные печи на природный газ. Однако при этом необходимо учитывать светимость факела пламени, которая при сжигании предварительно смешанного природного газа с воздухом ниже, чем для мазутного факела.

При необходимости иметь коэффициент излучения факела пламени природного газа не ниже мазутного следует применять один из следующих способов: перенесение процессов перемешивания и сжигания газозвушной смеси в рабочее пространство печи; пирогенетическое разложение метана; карбюрацию газа мазутом.

Перевод газовых печей с низкокалорийного газа на высококалорийный осуществляется простой заменой одних горелок другими или приспособлением существующих горелок для сжигания природного и смешанного газа, заключающемся в замене газовых сопел, как это сделано, например, на заводах «Ростсельмаш» и Харьковском велосипедном.

Перевод печей с твердого топлива на природный газ может производиться двумя путями: с сохранением резервного отопления на твердом топливе и без него. В первом случае горелки могут устанавливаться в стенах топки (при закладке колосниковой решетки шамотом или шлаком) или непосредственно в рабочем пространстве печи, что решается в каждом отдельном случае в зависимости от конструкции печи, ее расположения в цехе и технологического режима. Во втором случае топку можно убрать и освободить площадь в цехе, а горелки установить в зависимости от конструкции печи и характера ее работы, что может повлечь капитальную переделку печи.

Горелки для природного газа с успехом могут работать и на смешанном газе. При этом необходимо в каждом отдельном случае произвести расчетную проверку элементов горелки с учетом максимальной и минимальной ее производительности с тем, чтобы скорости газозвушной смеси соответствовали допустимым пределам устойчивости пламени, минимально допустимому избытку воздуха и производительности горелки.

#### ПЕРЕВОД ПАРОВЫХ КОТЛОВ НА ГАЗОВОЕ ТОПЛИВО

Выбор горелок того или иного типа для котлов в каждом конкретном случае может решаться по-своему, так как определяется рядом одновременно действующих факторов: характером работы топки (периодически на газе или непрерывно); размерами топки печи (главным образом высотой); характером факела пламени; давлением газа и воздуха; температурой воздуха; пределами регулирования производительности; конструкцией топки котла.

В зависимости от конструкции топки, существующего способа сжигания основного топлива и конструкции имеющихся горелочных устройств выбирается способ переоборудования парового котла на газовое топливо.

Во-первых, в дополнение к уже имеющимся на котле пылевым горелкам можно установить газовые горелки, которые могли бы обеспечить полную производительность котла на одном топливе; во-вторых, установленные на котле пылеугольные горелки переделать или заменить комбинированными; в-третьих, помимо переделки существующих горелок на комбинированные, установить дополнительные газовые горелки.

Однако первый способ по сравнению со вторым имеет ряд недостатков:

а) необходимость разводки экранов для размещения газовых горелок усложняет переоборудование;

б) необходимость подвода к газовым горелкам дополнительных воздухо- и газопроводов;

в) усложняется схема распределения воздуха по горелкам; почти вдвое увеличивается количество шиберов, регулирующих подачу воздуха; в эксплуатации это может затруднить распределение воздуха по горелкам и ухудшить топочный режим, а кроме того, фронт или боковые стороны котла загромождаются дополнительными коробами;

г) необходимость подачи некоторого количества воздуха через неработающие горелки для предохранения их от пережога приводит к повышенным избыткам воздуха в топке и ухудшает режим ее работы; при этом экономичность работы котла на прежнем топливе становится ниже той, которая была до переоборудования;

д) требуется дополнительное количество металла на переоборудовании.

Третий способ — смешанный. Он применяется в тех случаях, когда при переделке существующих основных горелок в комбинированные по каким-либо причинам не удается через них пропустить весь расход газа.

Это имеет место при переделке пылегазовых горелочных устройств в комбинированные, если, например, в них до переделки сжигались угли с большим процентом первичного воздуха. Котлоагрегаты, работающие на указанных выше топливах, имеют относительно небольшие размеры сечения тракта вторичного воздуха, и пропуск через последний полного количества воздуха, необходимого для сжигания газа, должен столь резко повысить сопротивление воздушного тракта, что потребуются замена существующих вентиляторов. В ряде случаев и это невозможно, так как в устье горелок будет недопустимо высокая скорость газовоздушной смеси. В этих случаях к основным горелкам устанавливаются симметрично на боковых сторонах топки дополнительные газовые горелки. Появляется возможность направить факел газовых горелок перпендикулярно к основным фронтальным горелкам с целью интенсификации процессов перемешивания в топке и завершения выгорания на коротком пути.

Перевод мазутных котлов чаще всего производится по второму способу — переделкой мазутных горелок в комбинированные с центральной или периферийной подачей газа. Перевод слоевых котлов с мазутным резервом также производится по второму способу — установкой газомазутных горелок, а без резерва — установкой газовых горелок на полную производительность, т. е. по первому способу.

Применение комбинированных пылегазовых горелок повышает надежность работы котлоагрегата, так как все горелочные устройства независимо от вида сжигаемого топлива находятся в работе и защищены от действия высоких температур и шлакования омывающим их потоком воздуха. Исключением являются только круглые пылегазовые горелки, например типа ОРГРЭС. В этих горелках требуется некоторое усложнение конструкции для втягивания раздаточного

конуса внутрь горелки и принятия других мер по предохранению от пережога элементов горелки, которые при работе на одном виде топлива находятся в нерабочем состоянии.

Недостаток второго способа перевода котлов заключается в необходимости принятия мер, предупреждающих случайное попадание газовоздушной смеси в сушильно-мельничную систему по тракту первичного воздуха. Для предупреждения этого по газопроводу подается небольшое количество первичного воздуха.

Чаще всего все же применяется второй способ перевода котлов пылевидного сжигания на газ; третий способ является вынужденным по указанным причинам. После того как решен вопрос о способе перевода котлоагрегата на газообразное топливо и выбраны типы газогорелочных устройств, необходимо соблюсти в них условия, удовлетворяющие перечисленным выше требованиям к горелкам.

Ознакомимся с проектами перевода на газ паровых котлов ленинградских тепловых станций, выполненными работниками Ленинградского филиала института Оргэнергострой под руководством К. М. Слоущера. Они использовали приведенную в книге методику расчета газовых горелок.

Переводу на газ подлежали котлоагрегаты производительностью от 20 до 230  $m^3$  среднего и высокого давления.

Крупные станции системы Ленэнерго переводились на газ главным образом в качестве буферных его потребителей, выравнивающих график бытовых и технологических нагрузок и сохраняющих в качестве основного твердое топливо. К моменту перевода на газ котлы ленинградских электростанций работали на печорском каменном угле Воркутского и Интинского месторождений, за исключением одной ТЭЦ, котлы которой работали на фрезерном торфе.

Большинство котлоагрегатов этих станций, переводимых на газ, имели индивидуальные шахтно-мельничные пылесистемы с прямым вдуванием в сочетании с эжекционными амбразурами ЦКТИ. Кроме того, переводу на газ подлежали котлоагрегаты, оборудованные пылеугольными турбулентными и щелевыми горелками, а также котлы с циклонными предтопками.

К моменту перевода на газ котельных установок уже имелся некоторый опыт сжигания природного газа в качестве буферного топлива в топках пылеугольных котлов (перевод на газ станций систем Мосэнерго, Саратовэнерго и др.). На этих станциях переводили на газ в основном котлы, оборудованные пылеугольными турбулентными или щелевыми горелками.

Наличие большого количества крупных котельных агрегатов, оборудованных шахтными мельницами с прямым вдуванием, буферный характер потребления газа и характеристика основных топлив (каменные угли с высоким выходом летучих и фрезерный торф), определили особенности перевода на газ электростанций системы Ленэнерго и своеобразие компоновки и конструкций применяемых при этом горелочных устройств. Это был первый опыт перевода на попеременное сжигание газа и твердого топлива крупных

котлоагрегатов с отмеченными пылесистемами и горелочными устройствами.

В условиях переменного сжигания твердого и газообразного топлива, как подтверждает опыт эксплуатации, наиболее рационально применять комбинированные пылегазовые устройства, имеющие ряд существенных преимуществ, по сравнению с установкой отдельных пылевых и газовых горелок.

Применение комбинированных пылегазовых горелок повышает надежность работы котлоагрегатов, так как все горелочные устройства независимо от вида сжигаемого топлива находятся в работе и защищены от действия высоких температур и шлакования омывающим их потоком воздуха.

Как известно, буферный характер потребления газа связан с необходимостью частых переводов с одного вида топлива на другой.

Применение комбинированных пылегазовых горелок позволяет осуществлять быстрый переход с одного вида топлива на другой без остановки котла.

Так как комбинированные пылегазовые горелки исключают необходимость подачи дополнительного воздуха для охлаждения горелок, избыток воздуха в топке поддерживается минимальным и выбирается по условиям рационального сжигания топлива.

Применение комбинированных пылегазовых горелок значительно уменьшает объем работ по реконструкции котлоагрегатов, так как не требует специальной защиты горелочных устройств для сжигания одного вида топлива при работе на другом топливе, дополнительной разводки экранов, сооружения дополнительных воздухопроводов, усложнения схемы распределения воздуха по горелкам и т. п.

Исходя из сказанного выше, при переводе на газ ленинградских станций в основном применяли комбинированные пылегазовые горелки, однако тип существующих пылесистем и сорт сжигаемого твердого топлива ограничили использование этого принципа.

Для котлов станций системы Мосэнерго и других, работающих главным образом на тощих углях, количество первичного воздуха относительно невелико и составляет 20—25%. При переводе их на газ весь воздух может быть пропущен по тракту вторичного с некоторым повышением сопротивления последнего, которое обычно укладывается в запасы по напору существующих вентиляторов. При сжигании печорского каменного угля и фрезерного торфа в шахтно-мельничных топках процент первичного воздуха велик и составляет соответственно для каменного угля 35—45%, для фрезерного торфа 50—70%. При переводе этих топков на газ только часть воздуха может быть пропущена по тракту вторичного воздуха.

При переводе на газ котлов с шахтно-мельничными топками, работающих на каменном угле, для сохранения неизменным сопротивления тракта вторичного воздуха среднерасходные скорости выхода воздуха принимаются такими же, как и при работе на твердом топливе: 30 м/сек.

При переводе котлов с фрезерного торфа на газ ввиду наличия запасов по напору вентиляторов сверх нормативных скорости воздуха приняты несколько выше, чем при работе на торфе (25 м/сек при работе на торфе и 35 м/сек при работе на газе).

Расход воздуха через эжекционные сопла, т. е. по тракту вторичного воздуха, при заданной скорости определяет производительность комбинированных пылегазовых горелочных устройств по газу и составляет обычно 65—70% от номинальной производительности котла при переводе с каменного угля и 50% при переводе с торфа. В дополнение к основным пылегазовым горелкам на 30—35% производительности (50% при торфе) устанавливаются чисто газовые горелки щелевого типа, аналогичные горелкам, примененным на станциях системы Мосэнерго и др.

Газовые горелки располагаются на боковых стенах топочной камеры на уровне холодной воронки и выполняются в виде узких, вытянутых по высоте щелей, что упрощает разводку экранов, их установку и защиту от обгорания при работе на твердом топливе.

Во избежание попадания газа шахтно-мельничная система котла вентилируется небольшим количеством холодного воздуха, подводимого к мельнице от напорного патрубка дутьевого вентилятора.

При работе на твердом топливе для охлаждения и защиты от шлакования через газовые горелки пропускается небольшое количество горячего воздуха.

Компоновка горелочных устройств котлоагрегатов типа ТП-170, работающего в качестве основного топлива на фрезерном торфе, приведена на рис. 8. 4.

При переводе на газ котлов, оборудованных турбулентными или щелевыми горелками, последние реконструируются в комбинированные пылегазовые горелки, обеспечивающие 100% производительности котла.

При работе на твердом топливе хромитовая обмазка ограждающих поверхностей циклонных предтопок защищена от расплавления слоем жидкого шлака.

При работе на газе хромитовая обмазка непосредственно подвергается воздействию высоких температур и возникает опасность ее расплавления.

Для сохранения обмазки тепловыделение в предтопках при работе на газе должно быть уменьшено, что достигается уменьшением теплопроизводительности предтопок. Так, при работе на газе в предтопки подается 40% газа. Остальные 60% газа подаются через газовые горелки щелевого типа, располагаемые на фронтальной и задних стенах камеры охлаждения. Необходимость ограничения производительности предтопок и установки газовых горелок в камере охлаждения диктуется также необходимостью получения нужной температуры перегрева пара.

Независимо от типа основных горелочных устройств все котлы оборудуются дополнительными газовыми горелками щелевого типа, располагаемыми в верхней части фронтальной стены топки. Произво-



длительность дополнительных газовых горелок составляет 10—15% от производительности котла. Дополнительные горелки благодаря равномерному распределению газа по всему сечению воздушного

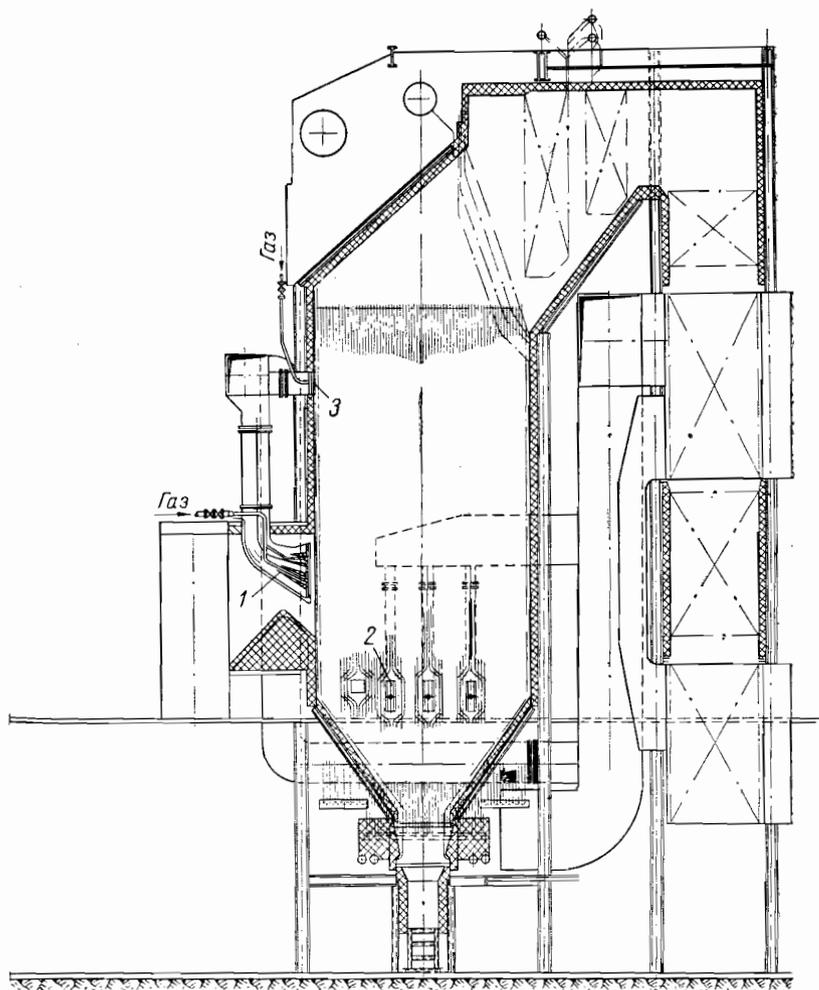


Рис. 8. 4. Компонировка горелочных устройств котлоагрегата ТП-170.

1 — комбинированная пылегазовая горелка; 2 — основные газовые горелки; 3 — дополнительные газовые горелки.

потока обеспечивают получение короткого факела, что позволяет независимо от их высокого расположения получить полное сгорание газа в топке.

Поярусное расположение горелок (двухъярусное для котлов с вихревыми горелками и трехъярусное для всех остальных котлов)

дает возможность регулировать температуру перегрева пара в зависимости от степени светимости факела и нагрузки котлоагрегата путем перераспределения нагрузки между отдельными ярусами.

Принятая конструкция и компоновка горелочных устройств обеспечивают возможность быстрого перехода с одного вида топлива на другой без остановки котла.

На основании опыта перевода на газ ленинградских станций был выполнен ряд проектов по переводу на газ тепловых станций Литвы, Латвии и Белоруссии. Здесь, кроме котлов, однотипных описанным выше, переводу на газ подлежали котлы, предназначенные для сжигания каменного угля в слое, на цешных механических решетках.

Для котлов со слоевым сжиганием топлива исключается применение комбинированных топочных устройств для твердого и газообразного топлива. Переход с одного вида топлива на другой не может быть осуществлен без остановки котла и выполнения ряда защитных мероприятий, при сохранении в резерве слоевого сжигания.

Для сжигания природного газа предусматривается установка газовых горелок щелевого типа обычно на боковых стенах топочной камеры. Полотно механической решетки защищается от воздействия высоких температур слоем шлака толщиной 100—200 мм и затем слоем битого шамота толщиной 300—400 мм.

Для предохранения от обгорания и шлакования амбразуры газовых горелок при работе котла на угле закладываются со стороны топки шамотом.

Пример компоновки горелочных устройств и воздухопроводов для котлов со слоевым сжиганием приведен на рис. 8. 5.

Длительный начальный период перевода пылеугольных котлов на газ отсутствовали обоснованная методика расчета газогорелочных устройств и опыт их эксплуатации. Это привело к большому многообразию конструкций газовых горелок, основанных на самом различном сочетании гидродинамических параметров, определяющих процесс смешения газа с воздухом и в свою очередь в ряде случаев к работе со значительным химическим недожогом, достигающим нескольких процентов.

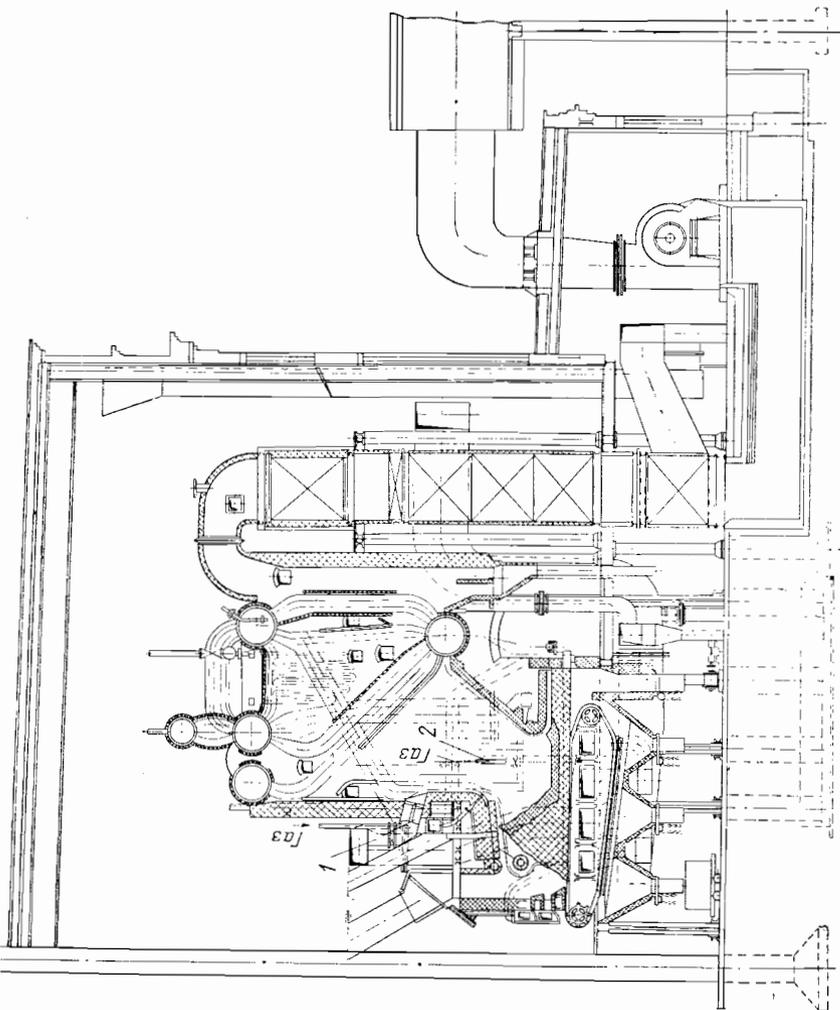
Все газогорелочные устройства, запроектированные для ленинградских станций, независимо от их конструктивного оформления рассчитаны по приведенной здесь методике. Конструкции комбинированных пылегазовых горелок всех типов и чисто газовых горелок с принудительным дутьем смесительного типа основаны на струйном способе перемешивания, которое завершается в выходном сечении горелки, до выхода в топку, и должно обеспечить получение в топке прозрачного факела без химического недожога.

Для различных горелок скорость выхода газа принята от 60 до 120 м/сек. Отверстия выполняются размером от 5 до 18 мм, что приемлемо по условиям засорения и обеспечивает необходимую многоструйность газового потока.

В соответствии с рекомендациями автора газовыдающие отверстия располагаются на расстоянии не более  $25d$  от устья горелки,

Рис. 8. 5. Компоновка газогорелочных устройств котлоагрегата со слоевым сжиганием твердого топлива.

1 и 2 — газовые горелки.



что обеспечивает газovým струям путь, необходимый для хорошего смесеобразования, устойчивого воспламенения и предохраняет в то же время горелки от перегрева за счет ограничения количества тепла, выделенного вблизи устья горелок (при наличии возвратных токов, в особенности в круглых горелках).

На рис. 8. 5 изображена комбинированная пылегазовая горелка для шахтно-мельничных топок с эжекционными амбразурами.

При реконструкции эжекционной амбразуры ЦКТИ в пылегазовое горелочное устройство для сохранения нормальных условий работы на твердом топливе сечение амбразуры для выхода аэросмеси сохраняется прежним, а газовые горелки встраиваются в эжекционные сопла, т. е. в тракт вторичного воздуха. Живое сечение эжекционных сопел также выбирается по твердому топливу. Газораздающие устройства, представляющие собой вертикальные газовые камеры, трубы-стояки, встраиваются в эжекционные сопла и являются для воздушного потока дополнительными рассекателями, увеличивающими его многоструйность, не ухудшая эжектирующих свойств.

С двух сторон по образующим газораздающих труб в один или два ряда в зависимости от конструктивных размеров эжекционных сопел и соотношения гидродинамических параметров газового и воздушного потоков располагаются отверстия для истечения газа.

При однорядном расположении отверстия выполняются одного размера и обеспечивают выход струй газа с углом атаки  $90^\circ$ . При двухрядном расположении отверстия выполняются двух размеров с углами атаки соответственно  $90$  и  $60^\circ$ . Можно получить хорошее размещение газовых струй и при значениях углов атаки  $90$  и  $45^\circ$ .

Эжекционные сопла с встроенными в них газораздающими устройствами по существу представляют собой газовую щелевую горелку с относительно малой шириной воздушного потока.

Такая форма воздушного потока является наиболее благоприятной, так как необходимая глубина проникновения струй газа в поток воздуха достигается при сравнительно низких скоростях газа ( $60-70$  м/сек) и небольших диаметрах газораздающих отверстий, что обеспечивает многоструйность газового потока и максимальную поверхность соприкосновения между газом и воздухом. Газораздающие устройства, встроенные в эжекционные сопла, при работе котла на твердом топливе надежно защищены от обгорания постоянно омываемым их потоком вторичного воздуха.

Комбинированные пылегазовые вихревые горелки были запроектированы для котлов, работающих в качестве основного топлива на тощем угле.

Вихревые пылеугольные горелки характеризуются большим сечением канала вторичного воздуха. Вследствие закручивания распределение воздуха по сечению канала неравномерно, наибольшее количество воздуха концентрируется по периферии воздушного потока. Все горелки этого типа при переоборудовании их в пылегазовые выполняются с периферийным подводом газа. При этом макси-

мальное количество газа поступает в область наиболее концентрированного воздушного потока.

Кольцевая газовая камера располагается в обмуровке, по наружному диаметру канала вторичного воздуха. Камера обычно выполняется из трубы, по внутренним образующим которой размещены в два ряда отверстия для истечения газа.

Равномерное распределение струй газа в потоке воздуха при большом сечении воздушного канала может быть получено за счет повышения скоростей газа (до 110—120 м/сек) и увеличения диаметра газовыдающих отверстий.

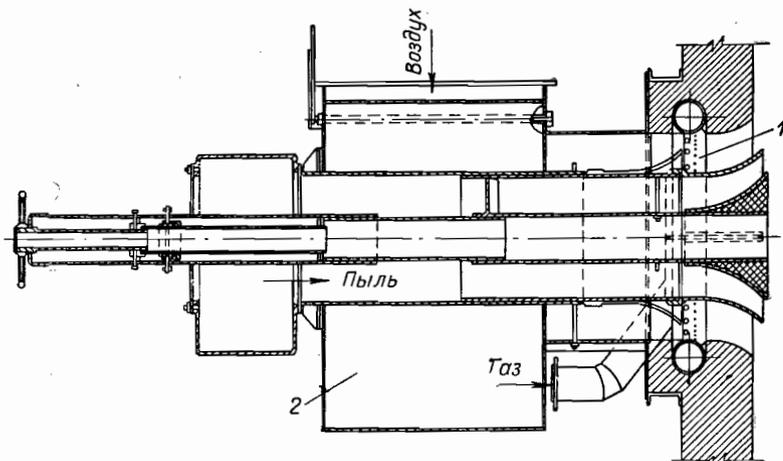


Рис. 8. 6. Вихревая пылегазовая горелка.

1 — газораздающее устройство; 2 — воздушнонаправляющая улитка.

Комбинированная пылегазовая вихревая горелка показана на рис. 8. 6.

Увеличение скорости истечения газа до 100—120 м/сек приводит к резкому увеличению сопротивления горелки до 1200 мм вод. ст., что требует увеличения запаса на регулирование, и суммарная потеря давления на газовой магистрали потребителя резко растет.

При питании котлов газом от магистрали низкого давления, в которой давление газа не превышает 3 ат, суммарная потеря давления оказывается больше допустимой. В этом случае для обеспечения равномерного распределения газа в устье горелки при меньшей выходной скорости следует один ряд отверстий для выхода газа делать большего диаметра, чем в горелках с повышенной скоростью газа.

Комбинированная пылегазовая горелка для циклонного предтопка и ее компоновка изображены на рис. 8. 7. Газораздающее устройство встроено в сопла вторичного воздуха, тангенциально поступающего в предтопок.

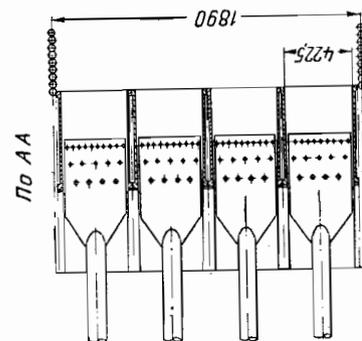
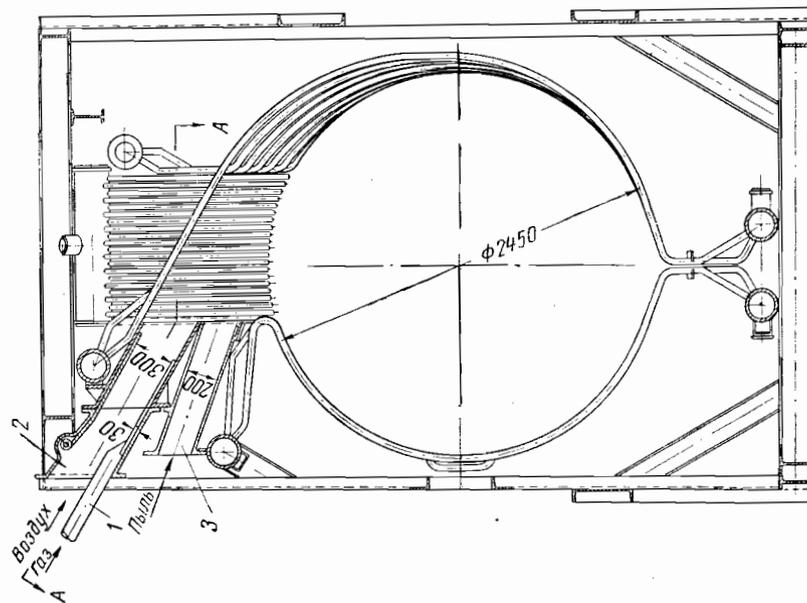


Рис. 8. 7. Комбинированная пылегазовая горелка для циклонного предтопка.

1 — газораздающее устройство; 2 — воздушнонаправляющая улитка для аэросмесей. Пропускная способность по газу 3800 ж³/ч.



Форма воздушных сопел и наличие в них регулирующих заслонок predeterminedили форму газораздающих устройств. Последнее выполняется в виде плоской прямоугольной камеры с тремя рядами отверстий диаметром 9, 15 и 27 мм. Скорость газа принимается 60 м/сек.

Во всех описанных выше конструкциях количество подаваемого в горелку воздуха соответствовало количеству подаваемого газа.

Через тангенциальные сопла со встроенными газораздающими устройствами подается 70% воздуха, направляемого в предтопок. Остальные 30% воздуха подаются через вихревые горелки, расположенные по оси предтопка. Таким образом, полное перемешивание газа с воздухом в нужной для горения концентрации завершается в самом предтопке. Тангенциальный подвод газозвушной смеси, выходящей из сопел вторичного воздуха, удлиняющий путь газозвушной смеси до начала воспламенения, и встречное закручивание дополнительного воздушного потока обеспечивают завершение перемешивания и полное выгорание газа в пределах предтопка.

Комбинированные щелевые пылегазовые горелки подобны применяемым на всех станциях других энергосистем и представляют собой газораздающие устройства, встроенные в сопла вторичного воздуха.

Щелевые газовые горелки (рис. 5.4 и 8.8) просты по своей конструкции и аналогичны газогорелочным устройствам комбинированной пылегазовой горелки для шахтно-мельничной топki с эжекционными амбразурами ЦКТИ.

Воздушный поток в виде тонкой струи с равномерной раздачей газа по ее максимальному размеру (по высоте) обеспечивает расчетное проникновение струй газа в воздушный поток при сравнительно небольших скоростях истечения газа (60—100 м/сек) и небольших размерах газораздающих отверстий, чем достигаются максимальная

многоструйность газового потока и наилучшие условия для смешения и образования к устью горелок.

Опыт эксплуатации и результаты испытаний паровых котлов, проведенные тремя различными организациями: лабораторией Лепэнерго, Севзапмонтажавтоматикой (бывший Энергочермет) и наладочной организацией Промэнергогаз, показали, что при умеренных значениях коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем ( $\alpha_{\text{пл}} = 1,12 \div 1,16$ ) химический недожог, определяемый приборами ВТИ-2 и ЦКТИ, равен нулю. Контрольные анализы, проведенные с использованием более точного газоанализатора-хроматографа, также не обнаруживали химического недожога.

Температура перегрева пара держится в пределах допустимых отклонений от нормы на угольных котлах без включения верхних горелок, а на котлах, работающих на фрезерном торфе с шахтными мельницами, с включением верхних горелок. На каждом из котлов ТП-170 (на фрезерном торфе) работают три основные горелки в шахтно-мельничных амбразурах, шесть боковых (по три с каждой стороны топки) и три верхние регулировочные горелки — всего по 12 горелок на котел. На каждом из котлов ТП-230 (на каменном угле) работают четыре основные горелки в шахтно-мельничных амбразурах и шесть боковых (по три с каждой стороны топки). Четыре верхние регулировочные горелки, установленные на первых котлах, переведенных на газ, практически не включаются в работу — всего на котле установлено 14 горелок. Практика эксплуатации котлов, переведенных на газ с горелками, рассчитанными Ленинградским филиалом института Оргэнергострой по методу, разработанному в Институте энергетики АН ЭССР, показала, что производительность котлов ТП-170 и ТП-230 увеличилась на 10% (ее можно увеличить и больше), к. п. д. котлов (брутто) вырос на 3—5% (в основном за счет ликвидации механического и химического недожога и уменьшения потерь при работе с меньшими избытками воздуха).

Регулирование нагрузки и выдерживание параметров котлов (по давлению и температуре перегрева пара) осуществляются без затруднений. Производственниками, связанными непосредственно с эксплуатацией паровых котлов, отмечалось, что рассчитанные горелки не потребовали специальной наладочной работы, одинаково хорошо работали на газе разной калорийности (смешанный газ — сланцевый 80% + природный 20% — и природный газ) и позволяют осуществить экономичное сжигание газа на паровых котлах разной производительности при различной нагрузке.

## ВЫВОДЫ

1. Приведенная в книге методика расчета газовых и комбинированных горелок основана на закономерностях основных процессов взаимодействия и перемешивания струй с поперечным потоком, происходящих в горелках наиболее распространенных конструкций с принудительной подачей газа.

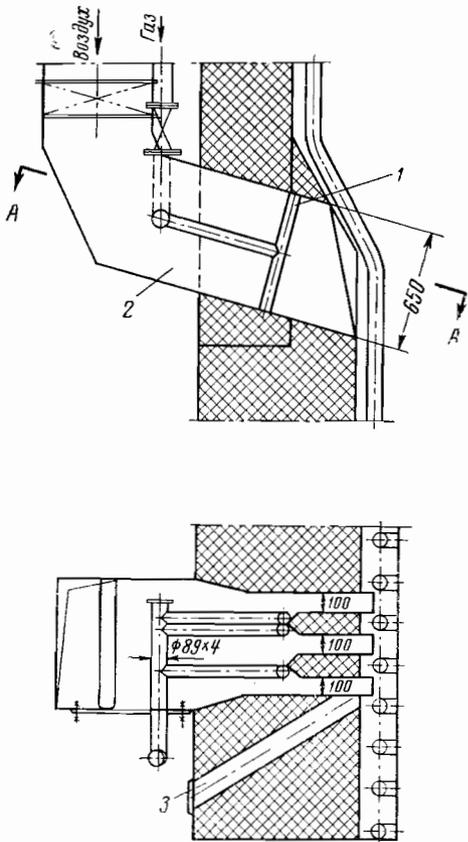


Рис. 8.8. Щелевая газовая горелка.

1 — газораздающее устройство; 2 — воздушный короб; 3 — лючок для разжига горелки. Производительность горелки 1070 м<sup>3</sup>/ч.

2. Методика сравнительно проста и позволяет проектировать горелки практически любой производительности, обеспечивающие полноту сгорания газа при минимальных избытках воздуха.

3. На основе расчета можно не только проектировать новые, более совершенные горелочные устройства, но также и исправлять неудовлетворительные работающие существующие.

4. Горелки, созданные на основе расчета имеют равные условия смесеобразования при номинальных, повышенных и пониженных нагрузках. В связи с этим сохраняются одинаковые оптимальные условия сжигания газа на всех режимах, существенно расширяется диапазон регулирования и появляется возможность автоматизировать работу горелок по давлению газа и воздуха.

5. Проектировщик и конструктор, использующие методику расчета, могут конструировать газовую часть горелки, размещая ее в случае необходимости в основной части комбинированной горелки круглой, прямоугольной, квадратной или любой другой формы, причем в каждом конкретном случае могут создавать (по расчету) оптимальные условия для сжигания газа.

6. Горелки могут быть рассчитаны на сжигание газа в разных условиях — в печах и котлах как с малыми, так и повышенными теплонапряжениями камеры, со светящимся и несветящимся факелом пламени, а также для специальных камер горения со значительно повышенными форсировками.

7. По расчету можно создать газовые горелки с малым сопротивлением как по воздушному, так и газовому трактам при повышенной надежности их работы, удовлетворяющие условиям сжигания газа в короткопламенном или длиннопламенном факеле.

8. Методика расчета горелочных устройств применяется достаточно широко в различных организациях страны. Результаты испытаний газогорелочных устройств, спроектированных и изготовленных согласно расчету [61] для камер, различающихся по форме, размерам и теплопроизводительности, при сжигании газов различной калорийности показали, что во всех случаях рассчитанные горелки обеспечивали полноту сжигания газа и удовлетворяли технологическим требованиям установок. Имеется реальная возможность в дальнейшем проектировать новые, более совершенные горелочные устройства.

9. Разработанная методика проста и доступна для использования самым широким кругам расчетчиков, проектантов, конструкторов, наладчиков, исследователей и эксплуатационников. В то же время она является вполне научно обоснованной и базируется на закономерностях основных процессов, протекающих в горелках, установленных на большом экспериментальном материале.

10. Методика открывает новые широкие перспективы для проектирования горелочных устройств совместного сжигания газообразного и твердого топлива.

11. Новая методика расчета газовых горелок и положительный опыт ее использования подтверждают целесообразность дальнейшего

развития предложенных основ расчета и конструирования горелок постановкой как лабораторных, так и промышленных исследований.

12. При переводе котлов на попеременное сжигание твердого и газообразного топлива наиболее рационально применять комбинированные пылегазовые горелки. Тип комбинированных пылегазовых горелок определяется сжигаемым основным топливом и имеющимся для него горелочным устройством.

13. Как показала практика эксплуатации, щелевые газовые горелки и комбинированные пылегазовые горелки, рассчитанные по методике, разработанной в Институте энергетики АН ЭССР, обеспечивают сжигание газа без потерь тепла от химического недожога при сравнительно небольшой величине сопротивления горелок.

14. Опыт проектирования на основе методики расчета позволяет считать, что в настоящее время имеется возможность реконструировать любое горелочное устройство пылевидного сжигания топлива в комбинированное, обеспечивающее экономичное сжигание газа.

15. Двухлетний опыт работы горелок на природном и смешанном газах подтверждает правильность принятых конструкций горелок и методики расчета, лежащей в их основе.



## ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

### Приложение 1

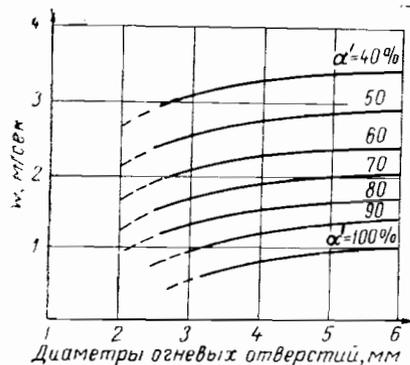


Рис. 1. Кривые предельных скоростей природного газа чисто газовых месторождений в зависимости от процентного содержания первичного воздуха в смеси и размера огневых отверстий.

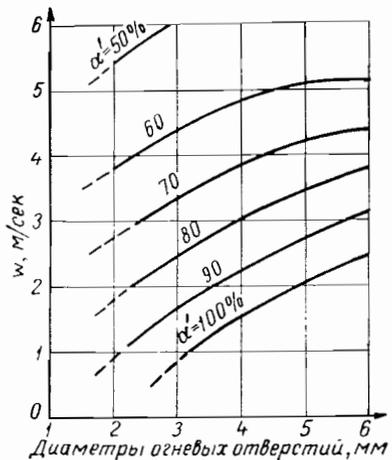


Рис. 2. Кривые предельных скоростей сланцевого газа в зависимости от процентного содержания первичного воздуха в смеси и размера огневых отверстий.

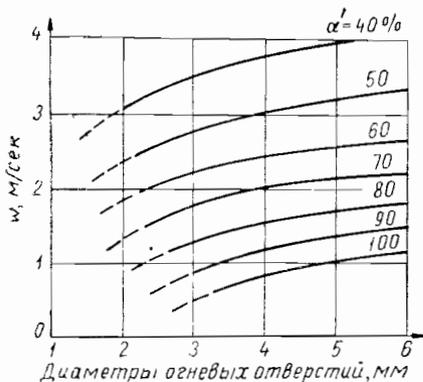


Рис. 3. Кривые предельных скоростей смеси природного и сланцевого газов ( $Q_H^p = 7500 \text{ ккал/м}^3$ ) в зависимости от содержания первичного воздуха в смеси и размера огневых отверстий.

Рис. 4. Кривые предельных скоростей для смесей паров пропана и бутана с воздухом.

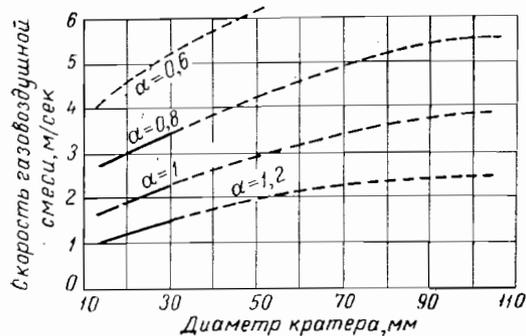
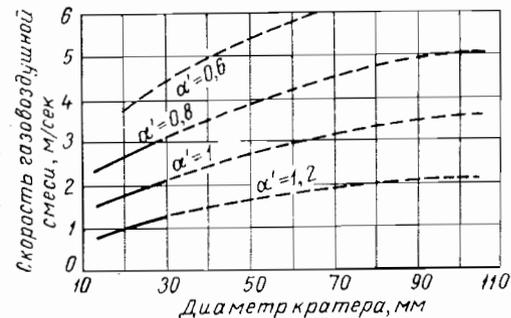


Рис. 5. Кривые предельных скоростей истечения газозвудушных смесей природного газа из кратеров горелок в атмосферу в зависимости от их размера и коэффициента избытка воздуха  $\alpha'$ .

Рис. 6. Кривые предельных скоростей истечения газозвудушных смесей природного и сланцевого газов из кратеров горелок в атмосферу в зависимости от их размера и коэффициента избытка воздуха  $\alpha'$ .



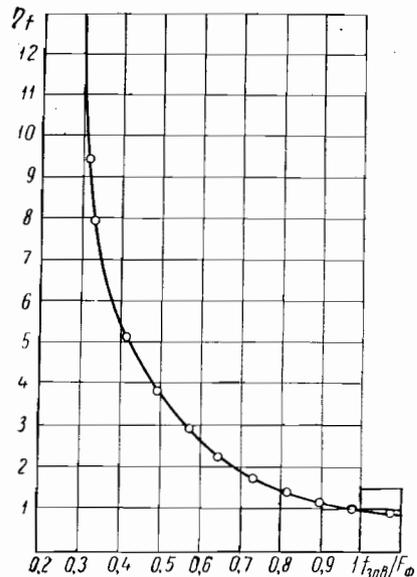


Рис. 1. Поправочный коэффициент на величину площади сечения завихрителя.

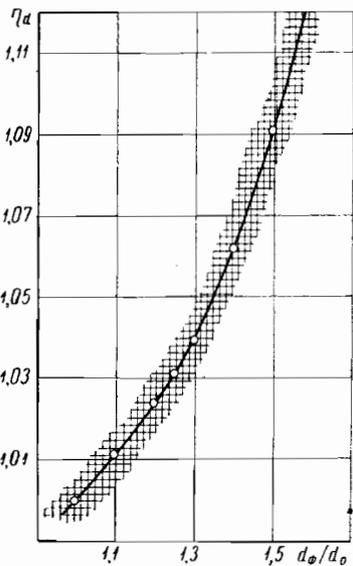


Рис. 4. Поправочный коэффициент на величину диаметра фурмы.

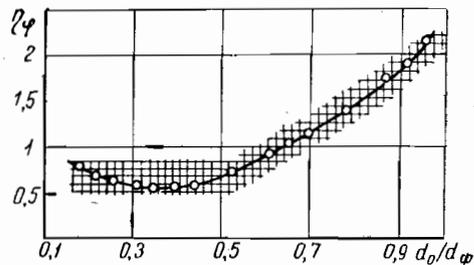


Рис. 2. Поправочный коэффициент на величину угла наклона лопаток.

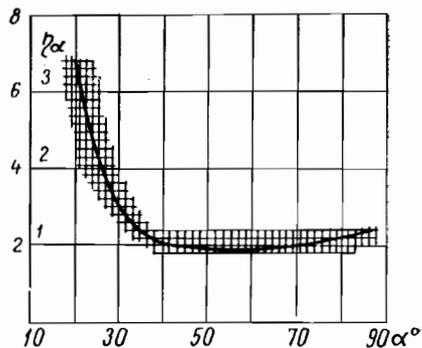


Рис. 3. Поправочный коэффициент на величину угла атаки завихрителя.

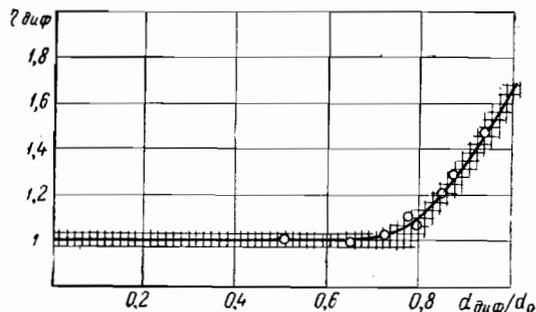


Рис. 5. Поправочный коэффициент на величину диаметра диффузора.

Средние характеристики природных газов, добываемых в СССР [139]

Газ	Состав газа, % объемн.				Низшая теплота сгорания, ккал/м <sup>3</sup>	Удельный вес газа по воздуху
	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> и высшие углеводороды	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>		
Природный из газовых месторождений	75—98	0,5—11	0,1—0,7	1—15	7500—8800	0,55—0,73
Нефтяной (попутный) . .	44—93	1,0—59	0,2—11	1—40	8000—15000	0,65—1,5

Состав обратного коксового газа некоторых коксохимических заводов СССР [88]

Печь	Состав газа, %							Высшая теплота сгорания, ккал/м <sup>3</sup>
	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	
С динасовой кладкой	63,0	21,2	1,4	6,3	2,6	0,8	4,7	4300
	60,7	24,2	2,2	4,2	2,2	0,7	5,8	4330
	57,5	23,3	1,7	5,6	2,4	0,7	8,8	4300
	61,2	21,8	2,0	6,6	2,5	0,9	5,0	4050
	60,5	22,4	2,2	6,9	2,2	0,6	5,2	4180
С шамотовой кладкой	54,5	25,3	2,6	5,7	2,8	0,7	8,4	4200
	55,8	24,8	3,1	5,3	3,1	0,8	7,1	4220
С динасовой кладкой при неудовлетворительном состоянии простенок	54,0	21,0	1,2	4,1	3,0	1,0	15,7	3500
	53,0	23,0	1,9	2,6	3,0	1,8	14,7	4000
	52,5	26,2	2,2	2,1	1,8	1,3	13,9	4100
С неудовлетворительным состоянием, кладки и при плохом режиме обогрева и отсоса газа из печей	48,7	23,1	2,1	4,6	2,8	1,2	17,5	3680
	46,1	27,6	2,7	3,6	2,7	0,8	16,5	4100
	46,2	25,8	1,2	4,1	2,0	1,9	18,8	3830

Приложение 5  
Состав доменного газа в % [88]

Печь	CO <sub>2</sub>	CO	CH <sub>4</sub>	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Теплота сгорания, ккал/м <sup>3</sup>
Коксовая . . . . .	9,0—14,0	31—25,0	0,3—0,5	2—3,0	57—58,0	850—950
Древесноугольная . . . . .	10—15,0	29—23,0	1,2—1,7	5,5—7,5	50—54	1000—1100

Приложение 6  
Распределение технических газов по содержанию окиси углерода [88]

Газ	CO, %	Горючий компонент, %	Среднее содержание CO в составе горючих компонентов, %
Газы с высоким содержанием CO			
Карбидных печей . . . . .	60—70	—	—
Водяной . . . . .	38—42	90	45
Паро-кислородный . . . . .	32—35	80	40
Воздушный . . . . .	30—32	33	95
Смешанный генераторный . . . . .	27—32	40	75
Двойной водяной . . . . .	25—30	80	35
Доменный . . . . .	27—28	31	90
Получаемый при газификации под высоким давлением (25 ат) . . . . .	18	90	20
Ваграночный . . . . .	10—15	10—15	100
Газы со средним содержанием CO			
Коксовый . . . . .	6—10	90	9
Полукоксовый . . . . .	5—10	80	10
Газы с низким содержанием CO			
Нефтезаводской . . . . .	0—2	100	1
Нефтепромысловый . . . . .	0	100	0
Природный . . . . .	0	100	0
Сжиженный . . . . .	0	100	0

Приложение 7

Физико-химические свойства некоторых газов и паров

Газ	Формула	Молекулярный вес M	Удельный вес γ <sub>0</sub> при 0°С и 760 мм рт. ст., кг/м <sup>3</sup>	Газовая постоянная, кал/кг·°С	Теплота сгорания, ккал/м <sup>3</sup>		Динамическая вязкость при 0°С, 10 <sup>-4</sup> кг·сек/м <sup>2</sup>	Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /сек	Расход воздуха для горения, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Объем продуктов сгорания, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>				Калориметрическая температура горения, °С	
					высшая	низшая				CO	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	всего		
Азот . . . . .	N <sub>2</sub>	28,016	1,251	30,26	—	—	1,70	15,33	—	—	—	—	—	—	—
Бутан . . . . .	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,121	2,593	14,59	30692	28281	0,81	3,06	30,940	5,0	24,44	33,44	—	2130	—
Бутилен . . . . .	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56,105	2,503	15,41	29089	27160	—	—	28,56	4,0	20,68	28,68	—	2210	—
Водород . . . . .	H <sub>2</sub>	2,016	0,090	420,53	3048	2566	0,89	97,01	2,38	—	1,88	2,88	—	2210	—
Кислород . . . . .	O <sub>2</sub>	32,000	1,429	26,48	—	—	1,94	13,31	—	—	—	—	—	—	—
Метан . . . . .	CH <sub>4</sub>	16,043	0,717	52,85	9464	8529	1,05	14,36	9,52	1,0	7,52	10,52	—	2065	—
Окись углерода . . . . .	CO	28,010	1,250	30,27	3018	3018	1,76	13,31	2,38	1,0	1,88	2,88	—	2468	—
Пентан . . . . .	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,147	3,219	14,75	37712	34818	—	—	32,08	5,0	30,08	41,08	—	2140	—
Пропан . . . . .	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,095	1,967	19,23	23671	21742	—	—	23,80	3,0	18,80	25,80	—	2115	—
Пропилен . . . . .	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42,078	1,877	20,15	22084	20638	—	—	21,42	3,0	16,92	22,92	—	2254	—
Сернистый газ . . . . .	SO <sub>2</sub>	64,065	2,927	13,23	—	—	1,19	3,99	—	—	—	—	—	—	—
Сероводород . . . . .	H <sub>2</sub> S	34,076	1,520	24,88	6068	5585	1,20	7,74	7,74	1,0	5,64	7,64	—	1900	—
Углекислый газ . . . . .	CO <sub>2</sub>	44,020	1,977	19,27	—	—	1,44	7,14	—	—	—	—	—	—	—
Этан . . . . .	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,063	1,341	28,20	16633	15185	0,88	6,43	16,66	2,0	13,16	18,16	—	2105	—
Этилен . . . . .	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28,052	1,251	30,22	15169	14203	0,97	7,61	14,28	2,0	11,28	15,28	—	2343	—
Воздух . . . . .	—	28,96	1,293	29,27	—	—	1,77	13,42	—	—	—	—	—	—	—



Приложение 8  
Калориметрическая температура (в воздухе) различных распространенных газов

Газ	t, °C	Газ	t, °C
Окись углерода . . . . .	2470	Водяной . . . . .	2210
Метан . . . . .	2065	Коксовый . . . . .	2090
Этан . . . . .	2115	Сланцевый . . . . .	1900
Пропан . . . . .	2155	Генераторный из тощих топлив . . . . .	1600
Бутан . . . . .	2130	Генераторный из битуминозных топлив . . . . .	1750
Этилен . . . . .	2343	Доменный . . . . .	1470
Пропилен . . . . .	2254	Подземной газификации углей . . . . .	1270
Бутилен . . . . .	2210		
Ацетилен . . . . .	2660		
Сероводород . . . . .	1900		

Приложение 9  
Калориметрическая температура природного газа в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha_T$

$\alpha_T$	t, °C
1,0	2003
1,1	1868
1,2	1749
1,4	1156
2,0	1167

Приложение 10  
Повышение калориметрической температуры сгорания некоторых газов в зависимости от степени подогрева воздуха

Состояние смеси при $\alpha_T = 1$	Калориметрическая температура сгорания, °C
Природный газ + воздух холодный . . . . .	2003
То же:	
при 100° C . . . . .	2066
» 200° C . . . . .	2128
» 400° C . . . . .	2257
Генераторный газ + воздух холодный . . . . .	1600
То же:	
при 100° C . . . . .	1635
» 200° C . . . . .	1678
» 400° C . . . . .	1756
» 1100° C . . . . .	1950

Приложение 11  
Температура воспламенения горючих газов в воздухе

Газ	Температура воспламенения, °C (измеренная)		Газ	Температура воспламенения, °C (измеренная)	
	низкая	высокая		низкая	высокая
Окись углерода . . . . .	610	658	Коксовый . . . . .	640	640
Метан . . . . .	645	850	Сланцевый очищенный от углекислоты . . . . .	700	700
Этан . . . . .	530	594	Сероводород . . . . .	290	487
Пропан . . . . .	530	568			
Бутан . . . . .	490	569			
Этилен . . . . .	510	543			

Приложение 12  
пределы воспламеняемости различных газов (при t=20° C, p=760 мм рт. ст.)

Газ	Газ в смеси с воздухом, % (пределы)		Газ	Газ в смеси с воздухом, % (пределы)	
	нижний	верхний		нижний	верхний
Окись углерода . . . . .	12,50	74,50	Коксовый . . . . .	5,60	31,00
Метан . . . . .	5,00	15,00	Водяной . . . . .	6,20	72,00
Этан . . . . .	3,22	12,45	Генераторный . . . . .	20,70	73,70
Пропан . . . . .	2,37	9,50	Природный . . . . .	4,5	17,0
Бутан . . . . .	1,86	8,41	Сланцевый . . . . .	10,7	32,8

## ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г. Н. Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. ГЭИ, 1948.
2. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. Физматгиз, 1960.
3. Авдеева А. А. Некоторые результаты испытаний котлов, работающих на газообразном топливе. Теплоэнергетика, № 6, 1958.
4. Авдеева А. А. и Линьков А. Н. Некоторые вопросы сжигания газообразного топлива. Сб. «Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС». Госэнергоиздат, 1958.
5. Алабамский В. А. Перевод электростанций на сжигание газа. Энергетик, № 1, 1959.
6. Алабовский А. Н., Недужий И. А., Пиличко Н. К. Экспериментальное исследование инжектирующих устройств газовых горелок. Газовая промышленность, № 9, 1961.
7. Александрович А. И. Горелки для сжигания московского городского газа. Газовая промышленность, № 10, 1956.
8. Арсеев А. В., Шарова Т. В. Влияние соотношения скоростей и места подачи газа и воздуха на строение газового факела. Сборник научных трудов, № 5. Metallurgizdat, 1960.
9. Арсеев А. В. Сжигание газов. Metallurgizdat, 1952.
10. Ахмедов Р. Б. Интенсивность крутки воздушного потока в вихревых горелках. Теплоэнергетика, № 6, 1962.
11. Барк С. Е., Кувшинников В. М., Мартыновский Д. М., Медведев Е. В., Скворцова М. И., Устинов В. А. Многосопельные эжекционные горелки с индивидуальными смесителями и газоохладяемым кратером. Газовая промышленность, № 2, 1959.
12. Барк С. Е., Литвин Г. Е. Современные газовые печи машиностроительных заводов. ГОСИНТИ, 1959.
13. Бартош Е. Т. Конусная тяга паровозов. Труды ВНИИ железно дорожного транспорта, вып. 107, 1955.
14. Белоконов Н. И. Основы теории конусной тяги. Техника железных дорог, № 1, 1946.
15. Баулин К. К. Расчет эжектора. Сб. ЦАТИ. Промышленная аэродинамика, 1938.
16. Бахшиян Ц. А. Трубчатые печи с излучающими стенами топки. ГОСИНТИ, 1960.
17. Белый С. А. Распределение жидкой и паровой фаз топлива в факеле центробежной или прямоструйной форсунки. Сб. «Третье Всесоюзное совещание по теории горения», т. 2. Изд. АН СССР, 1960.
18. Боксерман Ю. И. Развитие газовой промышленности СССР в 1959—1965 гг. и газоснабжение Москвы. Сб. «Использование газа в промышленных печах и котельных установках г. Москвы и Московской области». Гостехиздат, 1959.
19. Блохин Е. П., Троянов Г. Г. Исследование горелки с регулируемой длиной факела для природного газа. Сборник научных трудов Института ВНИИМТ, № 6, Metallurgizdat, 1960.
20. Богородская М. Т. Изучение процесса сжигания сланцевого газа и его смесей с природным газом. Изд. АКХ им. К. Д. Памфилова, 1958.
21. Боев А. Ф. Горелки для природного газа на электростанциях Харьковского энерго. Сб. «Теплосиловые установки и тепловые сети». ВИНТИ, 1958.
22. Боев А. Ф. и Лежневский Л. В. Опыт перевода электростанций с антрацитового штыба на природный газ. Электрические станции, № 4, 1958.
23. Боев А. Ф., Маркин С. Г., Маров И. Ф., Полферов К. Я. Пылегазовая горелка с телескопической трубой и соплами со смещенным шагом. Изд. ЦЕНТОЭП, тема 25. № Э-61-8/2, М., 1961.
24. Боев А. Ф. и Маров И. Ф. Сравнение работы на газе комбинированных пылегазовых горелок с периферийной и центральной подачей газа. Теплоэнергетика, № 2, 1959.
25. Бычковский А. Л. Опыт работы котлов высокого давления на природном газе. Сб. «Использование газа в теплосиловых установках». Госэнергоиздат, 1957.
26. Вигдорчик Д. Я. Автоматическое регулирование горения газа. Сб. «Использование газа в промышленных печах и котельных установках г. Москвы и Московской области». Гостехиздат, 1959.
27. Внуков А. К., Дзедзик Р. П., Крук М. Т., Кофман Л. М., Кузнецов А. Я. Сжигание природного газа в пылеугольных топках. Теплоэнергетика, № 2, 1961.
28. Волонихин Ю. В. Развитие газовой промышленности в СССР и направление ее технического прогресса. Сб. «Конструирование и развитие производства бытовой газовой аппаратуры». Саратовский институт Гипронегаз, МРХ РСФСР.
29. Вулис Л. А. Тепловой режим горения. Энергоиздат, 1954.
30. Вулис Л. А. Закономерности аэродинамики газового факела. Сб. «Теория и практика сжигания газа». Гостехиздат, 1958.
31. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Госэнергоиздат, 1957.
32. Газогорелочные устройства для городского газоснабжения под общей ред. П. Б. Майзельса. Изд. МРХ РСФСР, 1957.
33. Гаусорн В., Упделл Д. и Хоттель Г. Смешивание и горение в турбулентных газовых струях. Сб. «Вопросы горения», т. I. ИЛ, 1953.
34. Гержой И. П. и Мароши В. Ю. Перевод котлов с пылеугольного на газовое топливо. Энергетик, № 5, 1958.
35. Гержой И. П., Землянский Г. И., Чудкаева Е. С. Опыт сжигания газа на электростанциях Мосэнерго. Изд. ЦБТИ, 1958.
36. Гинзбург Д. Б., Рапопорт А. Я. Использование природного газа для обогрева стекловаренных печей. Сб. «Использование газа в народном хозяйстве», № 4—5. Изд. ГОСИНТИ, 1960.
37. Гинзбург Д. Б. и Сливинский И. Г. Применение природного газа на стекольных заводах. Сб. «Использование газа в промышленных печах и котельных установках г. Москвы и Московской области». Гостехиздат, 1959.
38. Гродский Я. С., Корминский В. Д. Сжигание природного газа в инжекционных горелках под высоким давлением. Газовая промышленность, № 1, 1959.
39. Грошев М. В. Бесфакельное сжигание газа. Машигиз, 1950.
40. Грошев М. В. Тепловые расчеты маргеновских печей Metallurgizdat, 1957.
41. Гуляев М. А. Конструкции газомазутных горелок Азэнерго. Теплоэнергетика, № 5, 1959.
42. Дворецкий А. И., Татищев С. В. Саратовский природный газ и рациональные методы сжигания его в топках котлов. Гостехиздат, 1947.

43. Доброхотов Н. Н. История применения природного газа в мартеновских печах. ВКИ. Использование газа в промышленных печах. ГОСИНТИ, 1961.

44. Доброхотов Н. Н. и Карп И. Н. О переводе мартеновских печей на отопление природным или холодным коксовальным газом. В кн. «Вопросы производства стали», вып. 5. Изд. АН УССР, Киев, 1958.

45. Доброхотов Н. Н. и др. Сталь, № 1, 1960.

46. Друскин Л. И. Сжигание газа в котлах. Изд. МХ РСФСР, 1959.

47. Еринов А. Е. Выбор газовых горелок для промышленных печей. Газовая промышленность, № 5, 1960.

48. Еринов А. Е. Расчет инжекционных горелок для пропан-бутана. Труды научно-техн. конференции по промышленным печам. Госэнергоиздат, 1958.

49. Ермолаев О. Н. Исследование газового факела. Сб. «Труды МИХМ», т. 16, 1958.

50. Замазий И. О. К вопросу об улиточном тангенциальном подводе. Котлотурбостроение, № 3, 1950.

51. Замазий И. О. Истечение воздушной струи из кольцевого канала в затопленное пространство. Котлотурбостроение, № 2, 1948.

52. Захариков Н. А., Левин А. М. и Лехем С. Н. О процессе горения в туннелях беспламенных горелок. В кн. «Работа и конструкция газовых печей». Труды ИИГ АН УССР, № 1, 1953.

53. Захариков Н. А. Теплопередача в промышленных печах в зависимости от условий сжигания газа. Сб. «Теория и практика сжигания газа». Гостоптехиздат, 1958.

54. Землянский Г. И. Перевод котлов на природный газ. Электрические станции, № 5, 1958.

55. Иванов Ю. В. Уравнения траекторий струй острого дутья. Котлотурбостроение, № 8, Машгиз, 1952.

56. Иванов Ю. В. Приложение решения задачи перемешивания струи воздуха в поперечном потоке к расчету газовых горелок. Изв. АН ЭССР, т. 3, № 3, 1954.

57. Иванов Ю. В. Рациональное сжигание природного газа, основанное на результатах расчета газогорелочных устройств. Таллин, 127, 1958. (Гос. научно-технический комитет Совета Министров Эстонской ССР. Техническая информация, № 21.)

58. Иванов Ю. В. Расчеты комбинированных пылегазовых горелок с центральной и периферийной подачей газа. Теплоэнергетика, № 11, 1958.

59. Иванов Ю. В. Эффективное сжигание надслойных горючих газов в топках. Эстгосиздат, Таллин, 1959.

60. Иванов Ю. В. Основы расчета газовых горелок. Сб. «Использование газа в народном хозяйстве», № 4—5, 1960.

61. Иванов Ю. В., Ляховер П. М. и Слоущер К. М. Опыт перевода на газ котлоагрегатов промышленных предприятий и электростанций. Серия «Энергетика», вып. 7. Изд. ЛДНТП, 1961.

62. Иевлев В. Н. Закономерности горения в туннельных горелках. Сб. «Теория и практика сжигания газа». Гостоптехиздат, 1958.

63. Именитов Б. Р. Инжекционные горелки для природного газа. Сталь, № 9, 1947.

64. Ионин А. А. Горелки для сжигания газа. Изд. МХ РСФСР, 1951.

65. Иост В. Взрывы и горение в газах. ИЛ, 1952.

66. Каплан М. А., Квасова А. Б., Курнеев Н. П., Рабинович М. И. Использование подовых горелок в отопительных печах. Газовая промышленность, № 5, 1961.

67. Карп И. Н. Отопление мартеновских печей природным газом. Гостехиздат, УССР, Киев, 1959.

68. Карпов А. К. Химическая характеристика природных газов. Газовая промышленность, № 7, 10, 1957.

69. Кирпичев М. В. и Михеев М. А. Моделирование тепловых устройств. Изд. АН СССР, 1936.

70. Кнорре Г. Ф. Приемы стабилизации фронта воспламенения топлива в топках. Труды ЦКТИ, кн. № 20. Машгиз, 1951.

71. Кнорре Г. Ф. Топочные процессы. Госэнергоиздат, 1951 и 1959.

72. Кнорре Г. Ф. Что такое горение. Госэнергоиздат, 1959.

73. Колобов П. И. Использование природного газа на отопление промышленных печей. Металлургия, 1958.

74. Копытов В. Ф. Нагрев стали в печах. Metallurgizdat, 1955.

75. Копытов В. Ф. Перевод на газ нагревательных печей. Сб. «Перевод промышленных печей и котельных установок на природный газ». Харьк. обл. изд-во, 1958.

76. Кортунов А. К. Годы крутого подъема. Газовая промышленность к XXII съезду КПСС. Гостоптехиздат, 1961.

77. Корнеев В. Л. и Хзмальян Д. М. Промышленная энергетика, № 4, 1949.

78. Котельные агрегаты. Атлас под ред. А. П. Ковалева. ГЭИ, 1958.

79. Кузнецов Н. М. и Лебедев М. А. Топочные устройства судовых паровых котлов. Судпромгиз, 1959.

80. Кузьмин М. А. Основы теории печей. ОНТИ, 1937.

81. Кузьмин П. А. и Исерлин А. С. Характеристики работы инжекционных газовых горелок для котельных по данным экспериментальных исследований. В кн. «Теория и практика сжигания газа на электрических станциях и в промышленных котельных». Гостоптехиздат, 1959.

82. Куликов П. А. Опыт эксплуатации газомазутных котлов. Теплоэнергетика, № 6, Госэнергоиздат, 1961.

83. Лавров Н. В. Физико-химические основы горения и газификации топлива. Metallurgizdat, 1957.

84. Лазарев В. П. Исследование плоского эжектора и применение его для газовых горелок. Куйбышевский индустр. институт, 1957 (автореферат диссертации).

85. Левин А. М. Сжигание газа в атмосферных горелках. В кн. «Теория и практика сжигания газа». Гостоптехиздат, 1958.

86. Левин А. М. Исследование и расчет инжекционных газовых горелок для промышленных печей. Труды Института использования газа АН УССР, № 3, 1955.

87. Левченко П. В. и Китаев Б. И. Сталь, № 3, 1952.

88. Линчевский В. П. Топливо и его сжигание. Под ред. М. Б. Равича и О. А. Цухановой. Metallurgizdat, 1959.

89. Литвин Г. Е. Опыт сжигания газа на московском заводе им. Лихачева. Сб. «Перевод промышленных печей и котельных установок на природный газ». Харьк. обл. изд-во, 1958.

90. Лыский А. К. Борьба с пульсациями в топках паровых котлов при сжигании газа. За экономию топлива, № 4, 1952.

91. Лычагин А. С. Проектирование мартеновских печей. Metallurgizdat, 1958.

92. Ляховский Д. Н. Влияние конструктивных параметров круглых горелок на их сопротивление и аэродинамику факела. Труды ЦКТИ, кн. 2, вып. 1, 1947.

93. Ляховский Д. Н. Улиточный тангенциальный подвод в горелках. Котлотурбостроение, № 3, 1950.

94. Ляховский Д. Н. и Иванов Ю. В. Исправление конструкции пылегазовой горелки ЦКТИ в результате исследования. Котлотурбостроение № 1, 1947.

95. Льюис Б. и Эльбе Г. Горение, пламя и взрывы в газах. ИЛ, 1951.

96. Материалы Московского научно-технического совещания «Использование газа в промышленных печах и котельных установках». Гостоптехиздат, 1959.

97. Metallurgicheskie печи. Атлас. Metallurgizdat, 1952.

98. Миткалинный В. И. Струйное движение газов в печах. Metallurgizdat, 1961.

99. Михеев В. П. Бугурусланско-похвистневский газ и некоторые вопросы его сжигания. Диссертация, 1951.
100. Михеев В. П. Промышленное сжигание природного газа, Куйбышевское книжное издательство, 1959.
101. Наймарк И. К. Горелки для сжигания природного газа. Электрические станции, № 4, 1958.
102. Нечаев М. А. Газоснабжение городского хозяйства. Изд. МГХ РСФСР, 1953.
103. Нормы аэродинамического расчета котельных агрегатов. Машгиз, 1949.
104. Обзор пылегазовых горелок. МЭС, Техническое управление, Органергострой, ч. 1 и 2, 1958.
105. Оболенская О. И. Беспламенное сжигание газа в хлебопекарных печах. Хлебопекарная промышленность, № 4, 1957.
106. Омельченко М. М. Опыт эксплуатации котлов Киевской ТЭЦ-3 по сжиганию природного газа Дашавского месторождения. Теплоэнергетика, № 9, 1957.
107. Пахалуев К. М., Бородин В. П., Дарманиян П. Э. Применение природного газа в металлургических печах. Гостехиздат, 1959.
108. Поляцкий М. А., Волосова Л. Л. Процесс смесеобразования в газогорелочных устройствах. Третье Всесоюзное совещание по теории горения, т. II, 1960.
109. Поляцкий М. А., Меньшиков В. П. Горелочное устройство для сжигания природного газа на электростанциях СССР. В кн. «Теория и практика сжигания газа на электрических станциях и в промышленных котельных». Гостехиздат, 1959.
110. Поплавский А. Н. Методика расчета инжекционных газовых горелок. Газовая промышленность, № 9, 1961.
111. «Правда». 1 сентября 1958.
112. Протопопов А. Я. Экономическое сжигание природного газа в топках паровых котлов (опыт освоения). Гос. изд-во техн. литературы УССР, 1951.
113. Привалова К. А. Исследование смесителей инжекторных горелок в свободной струе природного газа. Сб. «Работа и конструкция газовых печей». Изд. АН УССР, 1953.
114. Привалова К. А. Обзор и сравнительная оценка методик расчета инжекционных газовых горелок. Сб. «Теория и практика сжигания газа». Гостехиздат, 1958.
115. Пылеугольные и мазутные топки. Серия «Энергетика за рубежом». Сб. переводов БТИ ОРГРЭС. Госэнергоиздат, 1961.
116. Пятыхкин Н. М. и Никифорова Р. А. Об улучшении сжигания газа в отопительных котлах и малых коммунальных установках. Газовая промышленность, № 2, 1959.
117. Рабинович О. М., Фаерштейн Д. Г. и Станкевич Г. Л. Экспериментальное исследование горелок с периферийной подачей газа. Электрические станции, № 2, 1960.
118. Равич М. Б. Поверхностное беспламенное горение. Изд. АН СССР, 1949 и 1952.
119. Равич М. Б. Упрощенная методика теплотехнических расчетов. Изд. АН СССР, 1958 и 1961.
120. Равич М. Б., Лавров Н. В. К вопросу о классификации горючих газов. Изв. АН СССР, ОТН, № 1, 1952.
121. Рафалович И. М. Природный газ как топливо металлургических печей. Металлургиздат, 1947 и 1961.
122. Рафалович И. М. Тепловые расчеты пламенных печей. Металлургиздат, 1949.
123. Роддатис К. Ф. К вопросу использования природного газа на крупных тепловых электростанциях. Изв. АН СССР, ОТН, Энергетика и автоматика, № 4, 1960.
124. Роменская Е. С., Еринов А. Е. Промышленные печи и тепловая изоляция. Сб. Теплопроекта, № 1 (19), 1959.
125. Сабанеев Г. Ф. Опыт устранения шума в газовых печах. Газовая промышленность, № 2, 1956.
126. Семенов Н. Н. О некоторых проблемах химической кинетики и реакционной способности. Изд. АН СССР, 1958.
127. Семикин И. Д. Динамика факела свободной струи. Научные труды ДМИ, вып. XIV, 1948.
128. Семикин И. Д. Использование природного газа в металлургических печах. Под ред. И. Д. Семикина. ГОСИНТИ, 1960.
129. Сигал И. Я. Щелевые подовые горелки для паровых котлов. Промышленная энергетика, № 9, 1958.
130. Сигал И. Я. Использование подовых горелок при переводе котлов на природный газ. Газовая промышленность, № 10, 1959.
131. Сигал И. Я., Найденов Г. Ф. Расчет турбулентных газовых горелок для паровых котлов. Газовая промышленность, № 6, 1959.
132. Сигал И. Я. Газогорелочные устройства котельных установок. Гос. изд-во техн. литературы УССР, 1961.
133. Сладков С. П. Из опыта газоснабжения городов Румынии. Изд. МГХ РСФСР, 1960.
134. Соснин Ю. П. Перевод отопительно-варочных печей с твердого топлива на газ. Изд. МГХ РСФСР, 1959.
135. Спейшер В. А. Предельные форсировки туннельных горелок предварительного смешения. В кн. «Теория и практика сжигания газа». Гостехиздат, 1958.
136. Спейшер В. А. Сжигание газа на электростанциях и в промышленности под ред. чл.-кор. АН СССР Л. Н. Хитрина. Госэнергоиздат, 1960.
137. Спейшер В. А. и Андреев В. И. Влияние подогрева газозвдушной смеси на устойчивость зажигания. В кн. «Исследования процессов горения». Изд. АН СССР, 1958.
138. Старк С. Б. Влияние формы выходного сечения горелки на аэродинамику факела. Сб. «Труды Моск. института стали», 31, 1954.
139. Стаскевич Н. Л. Справочное руководство по газоснабжению. Гостехиздат, 1960.
140. Стоцкий Л. Р. Теплосиловое хозяйство предприятий нефтяной и газовой промышленности. Гостехиздат, 1959.
141. Стырикович М. А., Катковская К. Я. и Серов Е. П. Котельные агрегаты. Госэнергоиздат, 1959.
142. Теплотехнический справочник, т. I. Госэнергоиздат, 1957.
143. Теренкаль В. Р. Наладка и исследование работы топки котла ТП-70 при сжигании природного газа Шебелинского месторождения. В кн. «Теория и практика сжигания газа на электрических станциях и в промышленных котельных». Гостехиздат, 1959.
144. Теснер П. А. Образование сажи при разложении и горении углеводородов. Газовая промышленность, № 5, 1961.
145. Троянов Г. Г. Горелка с регулируемой светимостью факела для природного газа. Сб. научных трудов Института ВНИИМТ, № 6, Металлургиздат, 1960.
146. Троянов Г. Г., Пахалуев К. М., Блохин Е. П. Исследование турбулентных горелок для сжигания природного газа. Сб. научн. трудов Института ВНИИМТ, № 6. Металлургиздат, 1960.
147. Тринг М. В. Наука о пламенах и печах. Научно-техн. изд-во литературы по черной и цветной металлургии, 1958 (пер. с английского).
148. Успенский В. А. Динамические характеристики факелов некоторых моделей горелок. Бюлл. ВНИИМТ, № 3, 1958.
149. Франк-Каменецкий Д. А. и Минский Е. М. Микродиффузионное турбулентное горение, т. 50. ДАН СССР, 1954.
150. Хитрин Л. Н. Физика горения и взрыва. Изд. ГУ, 1957.
151. Хитрин Л. Н., Спейшер В. А., Андреев В. И., Шимановский О. В. Разработка и исследование газогорелочного устройства

большой единичной мощности для сжигания низкокалорийных газов. Информационное письмо № 11 ЭНИН АН СССР им. Г. М. Кржижановского, 1960.

152. Х и т р и н Л. Н. Теория горения и вопросы интенсификации процессов сжигания. В кн. «Проблемы энергетики». Изд. АН СССР, 1959.

153. Х о т т е л ь Г. и Г а у с о р н В. Диффузия в пламени в ламинарном потоке. В кн. «Вопросы горения», № 1. ИЛ, 1953.

154. Х з м а л я н Д. М. и К о р н е е в В. Л. Интенсификация сжигания газов. Тезисы доклада на совещании по теории горения и газификации. ЭНИН, АН СССР, 1952.

155. Ч е п е л ь В. М. Сжигание газов в топках котлов и печей. Гостехиздат, 1960.

156. Ч е р н о б ы л ь с к и й И. И. и Щ е г о л е в Г. М. Экспериментальное исследование процесса смешения струй в поперечном потоке. Труды Института теплоэнергетики АН УССР, № 7, 1952.

157. Ш а н д о р о в Г. С. Истечение из канала в неподвижную и движущуюся среду. ЖТФ, т. XXVII, вып. 4, 1957.

158. Ш о р и н С. Н. Теплопередача. Изд. по строительству и архитектуре, 1952.

159. Ш о р и н С. Н., А р т ю х о в И. М. Газоснабжение. Изд. МХ РСФСР, 1956.

160. Ш о р и н С. Н. и Е р м о л а е в О. Н. Характеристики горения и радиации турбулентного газового факела. Теплоэнергетика, № 2, 1959.

161. Э с т е р к и н Р. И. Опыт наладки котлоагрегатов на газообразном топливе. Изд. ЛДНТП, 1961.

162. Э ф р о с М. М. Исследование и выбор газовых горелок для промышленных печей. Газовая промышленность, № 5, 1959.

163. Э ф р о с М. М. Пути и методы повышения эффективности работы нагревательных и термических печей. Труды научно-техн. конференции по промышленным печам. Госэнергоиздат, 1958.

164. Э ф р о с М. М. Перевод нагревательных и термических печей на отопление природным и смешанным газом. Изд. Ленинградский дом научно-техн. пропаганды. Ленинград, 1959.

165. Отчет по сокращенным испытаниям трех котлов ТП-230 при сжигании природного газа. Южное отделение ОРГРЭС. Львов, 1958.

166. Ю н г Р. Распределение пыли и воздуха в пылеугольных горелках. Пер. БТИ ОРГРЭС, М., 1961.

167. K u h n e r M. H. Modern Boilers for Steel-Mill Plants. Power, October, 1943.

168. R u m m e l K. Der Einfluss des Tischvorganges auf die Verbrennung von Gas und Luft in Feuerungen. Verlag Stahleisen m. b. H. Düsseldorf, 1937; Arch. Eisenhüttenwesen, Bd. 10 и 11.

▼▼▼▼▼▼▼▼▼▼

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
От автора . . . . .	3
Введение . . . . .	5
<b>Глава 1. Горение газов . . . . .</b>	<b>7</b>
Области горения газа . . . . .	7
Основы рациональной организации процессов сжигания газов . . . . .	13
<b>Глава 2. Газовые горелки . . . . .</b>	<b>18</b>
Классификация горелок . . . . .	22
Диффузионные горелки . . . . .	24
Атмосферные горелки . . . . .	37
Инжекционные горелки . . . . .	59
Расчет горелок . . . . .	89
<b>Глава 3. Исследование газовых горелок и их элементов на аэродинамических и огневых стендах . . . . .</b>	<b>97</b>
Простой тангенциальный подвод . . . . .	102
Улиточный тангенциальный подвод . . . . .	112
Воздухонаправляющие лопаточные устройства . . . . .	133
<b>Глава 4. Основы процессов смесеобразования . . . . .</b>	<b>146</b>
Струя в поперечном свободном потоке . . . . .	151
Струи различных правильных форм устья в поперечном свободном потоке . . . . .	160
Плоская струя в поперечном свободном потоке . . . . .	162
Струи в поперечном ограниченном потоке . . . . .	164
<b>Глава 5. Методики расчета горелок с принудительной подачей воздуха . . . . .</b>	<b>175</b>
Расчет щелевых горелок с односторонней подачей газа . . . . .	183
Расчет щелевых горелок с двусторонней подачей газа . . . . .	197
Расчет щелевых горелок с периферийной подачей газа . . . . .	204
Расчет щелевых горелок с периферийной подачей газа . . . . .	217
Расчет горелок с центральной подачей газа . . . . .	221
Расчет круглых горелок с периферийной подачей газа . . . . .	229
Расчет круглых горелок с двусторонней подачей газа . . . . .	234
<b>Глава 6. Анализ результатов промышленных испытаний горелок и примеры их расчета . . . . .</b>	<b>238</b>
Пылегазовые горелки с центральной подачей газа в амбразуру . . . . .	239
Пылегазовые горелки с центральной подачей газа на выходе из амбразуры . . . . .	242
	359

	Стр.
Пылегазовые горелки с периферийной подачей газа в амбразуру . . .	251
Пылегазовые горелки с периферийной подачей газа на выходе из ам- бразуры . . . . .	272
Пылегазовые горелки с двусторонней подачей газа в амбразуру . . .	276
Газомазутные горелки . . . . .	277
Газовые горелки . . . . .	294
<b>Глава 7. Устранение причин неудовлетворительной работы горелок . . .</b>	<b>296</b>
Пример расчета горелки с центральной подачей газа на выходе из амбразуры . . . . .	296
Пример расчета горелки с периферийной подачей газа в глубине амбразуры . . . . .	300
Пример расчета газомазутной горелки с центральной подачей газа в глубине амбразуры . . . . .	311
<b>Глава 8. Проектные решения по переводу котлов и печей на газовое топливо . . . . .</b>	<b>315</b>
Перевод печей на газовое топливо . . . . .	320
Перевод паровых котлов на газовое топливо . . . . .	329
Выводы . . . . .	341
Дополнительные материалы (приложения 1—12) . . . . .	34
Литература . . . . .	35.



А в т о р

*Юрий Васильевич Иванов*

**ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК**

Редактор *З. В. Михайлова*

Ведущий редактор *А. А. Горькова*

Технический редактор *В. В. Воронова*.      Корректоры: *А. А. Сивакова* и *М. П. Курьяев*

Подписано к набору 31/X 1962 г.      Подписано к печати 30/XII 1962 г.  
 Формат 60×90<sup>1/16</sup>.      Печ. л. 22,50.      Уч.-изд. л. 24,02.  
 Т-15903.      Тираж 5670 экз.      Зак. 1145/526.      Цена 1 р. 35 к.

Гостехиздат, Москва, К-12, Третьяковский проезд, 1/19.

Типография «Красный Печатник».

Ленинград, Московский проспект, 91.