

ТЕПЛОБМЕН В ТРУБЧАТЫХ КАМЕРАХ ГОРЕНИЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ НАСАДОК *

А. Ю. ИРАК,

кандидат технических наук

В топливном балансе СССР все более значительное место занимает газообразное топливо. Естественно, что применение газа в промышленности и в быту порождает необходимость модернизации существующих паровых и водогрейных котлов с переводом их на газовое топливо и проектирования новых газовых котлов.

В то же время имеется ряд факторов, задерживающих нужный темп развития производства газовых котлов для различных отраслей народного хозяйства. Так, например, внимание исследователей направлено в основном на изучение разных типов горелок, хотя, вообще говоря, удовлетворительная работа любого газового котла, даже при хорошо работающих горелках, обуславливается не применением тех или иных типов горелок, а главным образом условиями теплообмена в камерах сгорания. Котлы, при переводе их на газ, оказываются, как правило, обычными водотрубными или жаротрубными котлами с большими объемами топок. Это показывает, что до настоящего времени не возникло новых идей по проектированию топок, работающих на газе. Основной причиной такого положения является немногочисленность экспериментальных данных для расчета газовых топок.

Как известно, выделяемое при сгорании топлива тепло передается излучением, конвекцией и теплопроводностью. Источником излучения является горящая излучающая среда.

Лучистый теплообмен составляет зачастую 50% и более от всего тепла, выделяющегося при сгорании топлива. Если сравнить величины удельных тепловых потоков лучистого и конвективного теплообмена для поверхности нагрева, расположенной в топочной камере, то окажется, что интенсивность лучистого теплообмена может при умеренных скоростях перемещения газов во много раз превышать конвективный теплообмен.

Сложность лучистого теплообмена в камерах сгорания нередко заставляет прибегать к упрощенным эмпирическим и полуэмпирическим методам расчета, ибо решение вопроса о теплообмене в топках аналитическим методом приводит к непреодолимым трудностям при решении описывающей процесс системы уравнений.

Вопрос может быть решен значительно проще и успешнее с помощью теории подобия, которая может быть применена к анализу указанных явлений, учитывая наличие приближенного подобия изучаемых процессов.

В настоящее время для теплового расчета топок стационарных паровых котлов на газообразном топливе используют критериальную формулу в виде

* Статья составлена по материалам диссертации автора, выполненной под руководством доктора технических наук А. М. Гурвича.

$$\Theta = \frac{Bo^{0,6}}{1 + Bo^{0,6}}, \quad (1)$$

где Θ — безразмерная температура, равная отношению абсолютной температуры в рассматриваемой точке T ; к теоретической температуре горения T_m ;
 Bo — критерий Больцмана.

Опытных данных для высоконапряженных топок малых размеров, отличающихся от мощных топок тем, что в топочной камере имеют место весьма значительные скорости газового потока, при которых приобретает заметное значение теплоотдача конвекцией, почти нет. Для указанных топок была проведена всего одна серия опытов при сжигании доменного газа в камере диаметром 700 мм, на основании которых была выведена расчетная критериальная зависимость, показывающая, что и в таких топках при умеренных скоростях газового потока получается однозначная зависимость между безразмерной температурой Θ и числом Bo . Для высоконапряженных топок малого объема опытные данные перестают подчиняться этой закономерности. Как показала проведенная в 1948—1949 гг. совместная работа Института промышленных проблем АН ЭССР и Ленинградского политехнического института им. М. И. Калинина, в этом случае выявляется тенденция к появлению под знаком функции числа Рейнольдса. Цель названной работы заключалась в получении расчетных данных по теплообмену и горению в цилиндрических топках малого диаметра [1]. При этом исследовалось диффузионное горение коксового светильного газа в трех геометрически подобных камерах при соотношении длины камеры L к диаметру камеры d равном 10. Работа показала, что при диффузионном горении газа имеет место приближенное подобие полей концентрации, а следовательно, и скоростных полей. В результате обработки опытного материала была предложена формула следующего вида:

$$\frac{\Theta}{1 + \Theta} = c \sqrt[3]{Bo}. \quad (2)$$

При этом величина c осталась зависящей от числа Рейнольдса и диаметра камеры. Приложенные к работе кривые $c = f(Re, d)$ позволяют производить практические расчеты трубчатых топок с диаметром от 50 до 150 мм при отношении $L/d = 10$.

Для выявления возможностей сокращения габаритных размеров камер сгорания при применении различного типа насадок в Институте энергетики АН ЭССР в 1954—1955 гг. было проведено дополнительное исследование.

Учитывая, что горение газа при использовании диффузионных горелок кончается на участке, длина которого равна примерно пятикратному диаметру, длина топочной камеры сгорания газа опытной установки была выбрана равной 6 диаметрам.

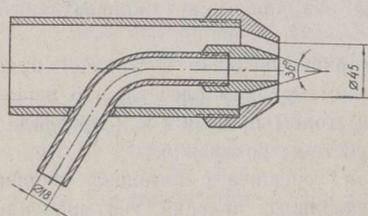


Рис. 1. Диффузионная горелка.

Камеру оборудовали горелкой типа «труба в трубе», конструкция которой показана на рис. 1.

Основные размеры горелки были выбраны исходя из необходимости получения такой максимальной скорости выхода газа и воздуха, которая была бы меньше, чем скорость, при которой происходит отрыв пламени от устья горелки. Эта скорость была принята равной 20 м/сек.

Для создания водяной рубашки вокруг топочной камеры последняя была выполнена из двух концентрично расположенных труб. Во внутренней трубе диаметром 150 мм происходило сгорание газового топлива;

между внутренней и наружной трубой протекала вода, воспринимающая тепло, отдаваемое газами. Холодная вода подавалась в конец рубашки, далее протекала вдоль рубашки в направлении, обратном движению топочных газов во внутренней трубе, и вытекала из рубашки в мерный бак.

Продукты сгорания газа; для полного использования их тепла, отводились в специальную оросительную камеру. Воздух, необходимый для горения, подавался в камеру с помощью вентилятора.

Газовая горелка была рассчитана на производительность до $15 \text{ м}^3/\text{час}$ сланцевого газа, имевшего следующий средний состав (в %): $\text{CO}_2 = 15,0$; $\text{C}_n\text{H}_m = 5,8$; $\text{O}_2 = 0,3$; $\text{CO} = 9,3$; $\text{H}_2 = 27,6$; $\text{CH}_4 = 13,0$; $\text{N}_2 = 29,0$ и калорийность $Q_p^H = 3320 \text{ ккал/м}^3$.

При проведении работы были использованы керамические насадки двух типов: с большими и малыми отверстиями. В насадках обоих типов суммарная площадь сечения отверстий составляла приблизительно 50% от сечения камеры. Керамические насадки с большими отверстиями ($\varnothing 40 \text{ мм}$) имели толщину 55 мм, а насадки с малыми отверстиями ($\varnothing 10 \text{ мм}$) — 30 мм.

Опыты показали, что воспринимаемое водяной рубашкой количество тепла начинает падать и горение становится неустойчивым при расстоянии насадки с большими отверстиями от устья горелки 400 мм и меньше. Опыты с двумя рядами этих насадок давали аналогичный результат.

Применение тонких насадок (рис. 2) позволило приблизить насадку до 100 мм к устью горелки, но горение при этом становилось неустойчивым. Опыты с двумя рядами тонких насадок показали вполне удовлетворительный результат и по устойчивости горения. Поэтому при проведении основных опытов использовались только насадки с малыми отверстиями, но установленные несколько дальше от устья горелки (150 мм), причем расстояние между насадками было равно 20 мм (рис. 3). Длина камеры сгорания при этом была сокращена до 455 мм.

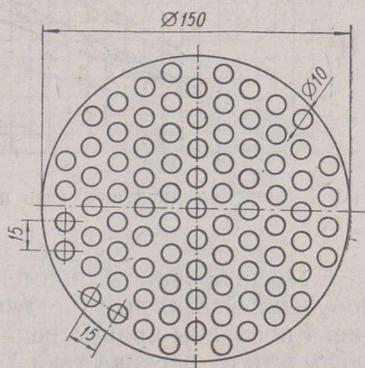


Рис. 2. Керамическая насадка с малыми отверстиями.

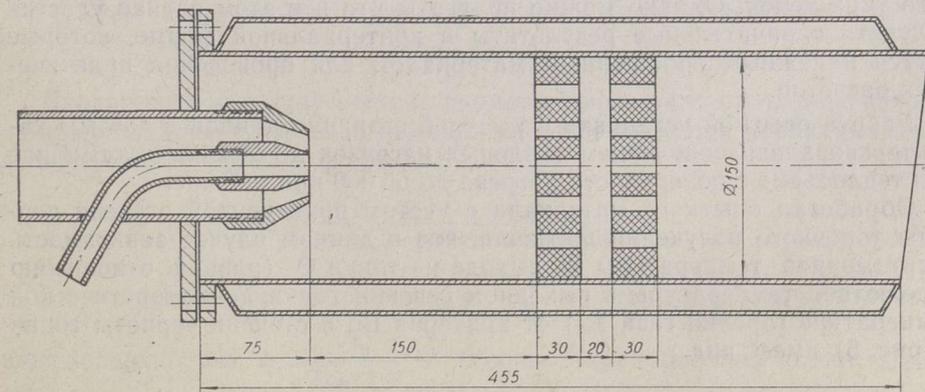


Рис. 3. Расположение керамических насадок в камере сгорания.

Сокращение длины факела при применении насадок обуславливается улучшением условий перемешивания газа с воздухом. Разумеется, что при этом возрастает гидравлическое сопротивление камеры сгорания.

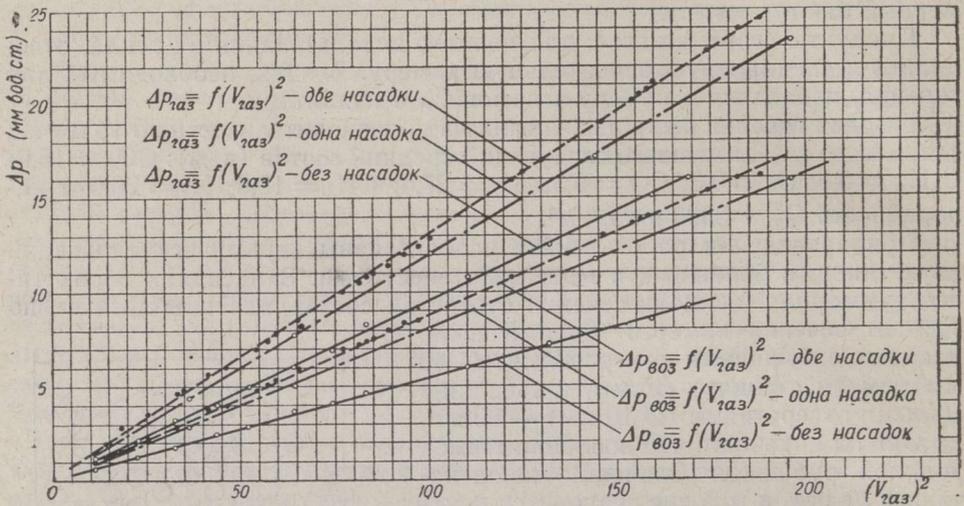


Рис. 4. Перепад давления газа и воздуха в зависимости от квадрата расхода газа.

Целесообразность применения насадок можно оценить, сопоставляя полученный выигрыш по длине камеры с ростом ее сопротивления. На рис. 4 показаны кривые перепада давления газа Δp_r и воздуха Δp_v в зависимости от расхода газа V_r . Эти кривые были получены для трех случаев: при работе камеры без насадок, с одной насадкой с малыми отверстиями на расстоянии 200 мм от устья горелки и с такими же двумя насадками на расстоянии 100 и 200 мм от устья горелки. Из характеристик видно, что с введением керамических насадок в камеру сгорания гидравлическое сопротивление ее возрастает весьма незначительно и, следовательно, применение насадок для сокращения длины пламени является целесообразным.

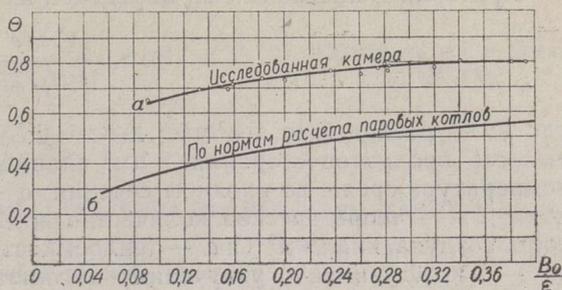
С другой стороны, с введением в камеру сгорания керамических насадок — активных излучающих поверхностей — нельзя рассчитывать на то, что приведенные ранее формулы будут пригодны для расчета такого типа топков. Однако можно полагать, что и в этом случае удастся получить окончательные результаты в критериальной форме, которые явятся надежным обобщенным материалом для проведения практических расчетов.

Работа опытной установки с камерой сгорания длиной в 455 мм характеризовалась получением тепловых нагрузок до $20 \cdot 10^6$ ккал/м³ час при теплосъеме с поверхности нагрева до 55 000 ккал/м² час.

Обработка опытного материала с учетом приведенной степени черноты топчного излучения показала, что в данном случае зависимость безразмерной температуры на выходе из топки Θ (равной отношению абсолютной температуры в выходном сечении топки T_0 к теоретической температуре горения газа T_m) от критерия Bo и степени черноты топки ϵ (рис. 5) имеет вид

$$\Theta = f\left(\frac{Bo}{\epsilon}\right). \quad (3)$$

Рис. 5. Зависимость безразмерной температуры Θ от отношения Bo/ε : а — исследованная камера, б — по нормам расчета паровых котлов.



Данные, характеризующие теплообмен в исследованной камере, позволили установить следующую однозначную связь между критериями Θ , Bo и ε (рис. 6):

$$\frac{\Theta}{1-\Theta} = 7,5 \left(\frac{Bo}{\varepsilon} \right)^{0,6} \quad (4)$$

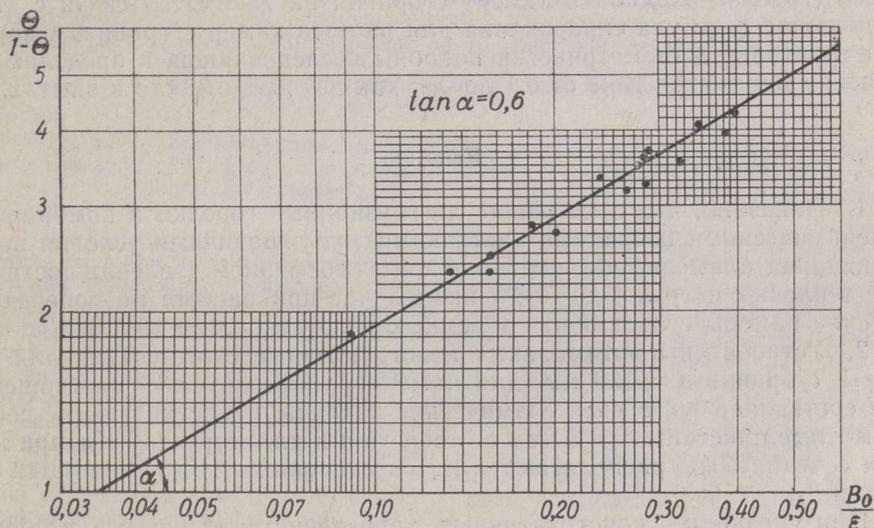


Рис. 6. Зависимость $\frac{\Theta}{1-\Theta}$ от $\frac{Bo}{\varepsilon}$ в логарифмических координатах.

Входящая в формулу степень черноты топки рассчитывается исходя из предположения, что керамические насадки являются первичными излучателями, то есть по формуле [2]

$$\varepsilon = \frac{a + (1-a)q\psi}{a - (1-a)(1-\psi)(1-q\psi)}, \quad (5)$$

где a — степень черноты пламени; $q = \frac{R}{H_p}$ — степень развития излучающих поверхностей; $\psi = \frac{H_p}{F_{cm} - R}$ — степень экранирования топки; H_p — эффективная радиационная поверхность нагрева, m^2 ; F_{cm} — площадь всех стен топки, m^2 ; R — площадь излучающих поверхностей, m^2 .

Критерий Больцмана был определен из равенства

$$Bo = \frac{V_r \Sigma \nu c}{c_s H_p T_m^3}, \quad (6)$$

где V_r — расход газа, $\text{м}^3/\text{час}$; $\Sigma \nu c = \alpha L_0 c_v + c_r$ — суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 м^3 сланцевого газа, определенная при температуре среды во входном сечении; α — коэффициент избытка воздуха; L_0 — теоретическое количество воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$; c_v — теплоемкость воздуха, $\text{ккал}/\text{м}^3\text{°C}$; c_r — теплоемкость горючего газа, $\text{ккал}/\text{м}^3\text{°C}$; c_s — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный $4,9 \cdot 10^{-8} \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час } \text{°K}^4$; $T_m = t_m + 273$ — теоретическая температура сгорания газа, °K .

Совпадение показателя степени при Bo/ϵ в формуле (4) с его значением, установленным для топок паровых котлов, свидетельствует о том, что в исследованном случае механизм теплообмена не отличается от механизма теплообмена в котельных топках. Существенное увеличение численного коэффициента в формуле (4) возникает в связи с тем, что в теплообмене участвует не вся вводимая в расчет радиационная поверхность (горелка входила в камеру сгорания на 75 мм). В связи с этим полученная формула справедлива для расчета камер сгорания, которые конструктивно и геометрически подобны исследованной, в пределах изменения параметра Bo/ϵ от 0,1 до 0,4, как это имело место в опытах.

Выводы

1. Показано, что простейшие диффузионные горелки в комбинации с керамическими насадками (вставками), улучшающими условия перемешивания пламени, обеспечивают при атмосферном давлении достижение тепловых нагрузок до $40 \cdot 10^6 \text{ ккал}/\text{м}^2 \text{ час}$ при расчете на поперечное сечение камеры сгорания или объемных нагрузок до $20 \cdot 10^6 \text{ ккал}/\text{м}^3 \text{ час}$.

2. Установлены оптимальные конструктивные соотношения для камеры сгорания $d = 150 \text{ мм}$, для которой рекомендуемое соотношение L/d составляет 3,0, а две керамические насадки, представляющие собой шамотные пластины $\delta = 30 \text{ мм}$ с отверстиями диаметром 10 мм при живом сечении 50%, располагаются на расстояниях d и $1,3 d$ от устья горелки.

При указанных конструктивных характеристиках полное сгорание сланцевого газа обеспечивается при невысоких, лежащих в пределах 12—15 мм вод. ст., затратах напора как по газу, так и по воздуху.

Соображения о подобии диффузионного сгорания газа позволяют распространить приведенные рекомендации на камеры сгорания других диаметров.

3. Выведена формула для расчета теплообмена в камере сгорания [уравнение (4)].

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Ю. Ирак, Исследование горения и теплообмена в цилиндрических топках малого диаметра, Сб. «О развитии советской науки в Эстонской ССР. 1940—1950», Эстгосиздат, 1950.

* Такой прием оценки величины $\Sigma \nu c$ существенно упрощает расчеты по сравнению с обычным введением в критерий Bo среднего значения $\Sigma \nu c$ между теоретической температурой горения газа t_m и температурой на выходе из топки t_0 .

2. А. М. Гурвич и Н. В. Кузьмин, Степень черноты слоевых топок, «Теплоэнергетика», № 11, 1955.

Институт энергетики
Академии наук Эстонской ССР

Поступила в редакцию
31 XII 1957

SOOJUSEVAHETUS TORUKOLLETES KERAAMILISE VÖRE KASUTAMISEL

A. Irak,
tehniliste teaduste kandidaat
Resümee

Gaasi osatähtsus NSV Liidu kütuse bilansis suureneb järjest. See teeb vajalikuks olemasolevate auru- ja veekatelde rekonstrueerimise nende üleviimiseks gaasiküttele ja uute, gaasiküttele töötavate katelde projekteerimise. Seejuures on aga andmeid gaasiküttele töötavate kollete arvutamiseks vähe. Siiani kasutatakse gaasikolletega stationaarsete aurukatelde arvutamisel valemit $\Theta = \frac{Bo^{0,6}}{1 + Bo^{0,6}}$, kus Θ — temperatuur vaadeldavas punktis jagatuna gaasi teoreetilise põlemistemperatuuriga ja Bo — Boltzmanni arv. Väikeseläbimõõdulistes torukolletes, kus märgatavat tähtsust omab soojusülekanne konvektiooni teel, pole eeltoodud valem kehtiv. Katseandmed näitavad, et 50—150 mm läbimõõduga torukolletes, millede pikkus on 10 läbimõõtu, iseloomustab soojusevahetust seos $\frac{\Theta}{1 - \Theta} = c\sqrt{Bo}$, kusjuures teguri c suurus oleneb Reynoldsi arvust ja kambri läbimõõdust.

Keraamilise vöre kasutamisel paraneb gaasi ja õhu segunemine, mille tagajärjel gaasi leek tunduvalt lüheneb, mis omakorda võimaldab lühendada põlemiskambri pikkust. Seejuures töötab põlemiskambris asetatud keraamiline vöre aktiivse kiirgajana, muutes oluliselt soojusevahetust.

Selle küsimuse lähemaks selgitamiseks uuriti Eesti NSV Teaduste Akadeemia Energeetika Instituudis eksperimentaalselt põlevkivigaasi põlemist veega jahutatavas 150 mm läbimõõduga torukolde. Põlemisproduktide soojuse võimalikult täielikumaks ärakasutamiseks juhiti nad veesoojendisse. Katset näitasid, et gaasi difusioonpõlemisel saab keraamiliste vörede abil gaasi leeki lühendada kuni 450 mm, s. t. kambri kolmekordse läbimõõduni. Seejuures suurenes põlemiskambri hüdrauliline takistus vähe: nii gaasi kui ka õhu osas kuni 15 mm v. s., mis kinnitab sellise vöre kasutamise otstarbekust. Paremaid tulemusi andis kahe 30 mm paksuse ja 50% elavpinnaga keraamilise vöre asetamine põlemiskambris põleti suudmest 1 ja 1,3 kambri läbimõõdu kaugusele.

Katsete ajal töötas põlemiskamber mahulise soojusliku koormusega kuni $20 \cdot 10^6$ kcal/m²h, kusjuures küttepinnal erikoormus ulatus kuni 55 000 kcal/m²h. Gaasi kulu oli seejuures kuni 15 m³/h, millele — gaasi kütteväärtus 3200 kcal/m³ — vastab seadme võimsus ca 50 000 kcal/h.

Katseandmete läbitöötamine võimaldas kindlaks määrata järgmise seose, mis iseloomustab soojusevahetust uuritud kolde:

$$\frac{\Theta}{1 - \Theta} = 7,5 \left(\frac{Bo}{\varepsilon} \right)^{0,6},$$

kus ε — kolde mustavärvuse aste, mis arvutatakse eeldusel, et keraamiline vöre töötab aktiivse kiirgajana.

Saadud seos on kasutatav uuritud koldega konstruktiivselt ja geomeetriselt sarnaste torukollete arvutamisel, kui parameeter $\frac{Bo}{\varepsilon}$ jääb 0,1—0,4 piiridesse, nagu see esines katsetel. Ligikaudse sarnasuse esinemine gaasi difusioonpõlemisel võimaldab ülaltoodud seost kasutada erineva läbimõõduga analoogiliste põlemiskambrite arvutamisel.

Eesti NSV Teaduste Akadeemia
Energeetika Instituut

Saabus toimetusse
31. XII 1957

WÄRMEAUSTAUSCH IN ROHRARTIGEN FEUERUNGEN BEIM GEBRAUCH VON SCHAMOTTFÜLLUNGEN

A. Irak

Zusammenfassung

Die Bedeutung von Gas in der Brennstoffbilanz der UdSSR nimmt stets zu. Dieser Umstand bedingt das Bedürfnis der Rekonstruktion der vorhandenen Dampfkessel und Wasserwärmer bei deren Übergang auf Gasbeheizung und bei der Projektierung neuer Gasfeuerungen. Leider sind aber die Angaben über die Berechnung der Gasfeuerungen unzureichend. Bei der Berechnung stationärer Dampfkessel wird folgende

Formel angewandt: $\Theta = \frac{Bo^{0,6}}{1 + Bo^{0,6}}$, wo Θ — das Verhältnis der Temperatur des zu betrachtenden Punktes zur theoretischen Verbrennungstemperatur, Bo — die Boltzmannsche Zahl.

Die erwähnte Formel gilt nicht für kleinröhrige Feuerungen, wo dem Wärmeübertrag durch Konvektion eine bemerkenswerte Bedeutung zufällt. Entsprechende Experimente haben gezeigt, dass für rohrartige Feuerungen mit einem Diameter von 50—150 mm, deren Länge dem zehnfachen Durchmesser entspricht, der Wärmeaustausch durch die Formel $\frac{\Theta}{1 - \Theta} = c\sqrt[3]{Bo}$ ausgedrückt werden kann, wobei die Grösse des Faktors c von der Reynoldsschen Zahl und vom Kammerdiameter abhängig ist.

Bei Benutzung der Schamottfüllung werden die Gas- und Luftvermischungsbedingungen günstiger. Infolgedessen rückt die Gasflamme bedeutend näher, welcher Umstand die Möglichkeit einer Verkürzung der Verbrennungskammer einschliesst. Dabei wirkt die in der Verbrennungskammer befindliche Schamottfüllung als aktiver Wärmestrahler, was den Wärmeaustausch bedeutend verändert.

Zur näheren Klärung dieser Frage sind im Institut für Energetik der Akademie der Wissenschaften der Estnischen SSR entsprechende experimentelle Untersuchungen durchgeführt worden, wobei Brennschiefergas in einer durch Wasser abkühlbaren Feuerung von 150 mm Durchmesser verbrannt wurde. Die Verbrennungsprodukte wurden zwecks möglichst vollständiger Ausnützung ihrer Wärme in einen speziellen Wasserwärmer geleitet.

Die Experimente bewiesen, dass bei Diffusionsverbrennung des Gases bei Benutzung der Schamottfüllung die Gasflamme bis zu 450 mm, das heisst bis zum dreifachen Kammerdiameter verkürzt werden kann. Dabei nimmt der hydraulische Widerstand der Verbrennungskammer wenig zu: hinsichtlich des Gases, sowie der Luft bis 15 mm W. S., was die Zweckmässigkeit der benutzten Füllung beweist. Die besten Resultate ergab die Einführung in die Verbrennungskammer zweier 30 mm dicker Schamottfüllungen mit 50 vH Freifläche, die von der Brennermündung um 1 und 1,3 Kammerdiameter entfernt waren. Bei der Durchführung der Experimente war die Feuerraumwärmelast der Verbrennungskammer bis $20 \cdot 10^5$ kcal/m³h, wobei die spez. Heizflächenbelastung bis zu 55 000 kcal/m²h stieg. Der Gasverbrauch war dabei 15 m³/h, was bei einem Heizwert von 3200 kcal/m³ der Leistung von ca 50 000 kcal/h entspricht.

Die Bearbeitung der Untersuchungsangaben ermöglichte das folgende Verhältnis festzustellen, das den Wärmeaustausch der betreffenden Feuerung charakterisiert:

$$\frac{\Theta}{1 - \Theta} = 7,5 \left(\frac{Bo}{\varepsilon} \right)^{0,6},$$

wobei ε den Schwärzegrad der Feuerung bedeutet, welcher mit der Voraussetzung berechnet ist, dass die Schamottfüllung als aktiver Ausstrahler wirkt.

Für die Berechnung rohrartiger Feuerungen, die der beschriebenen Feuerung konstruktiv und geometrisch ähnlich sind, lässt sich das erhaltene Verhältnis in den Grenzen des Parameters $\frac{Bo}{\varepsilon} = 0,1$ bis 0,4 anwenden, wie es bei den Experimenten der Fall war.

Das Vorhandensein einer gewissen Ähnlichkeit bei der Diffusionsverbrennung des Gases ermöglicht es, das obenerwähnte Verhältnis bei der Berechnung analogischer Verbrennungskammern mit verschiedenen Durchmessern zu benutzen.

*Institut für Energetik
der Akademie der Wissenschaften der Estnischen SSR*

Eingegangen
am 31. Dez. 1957