

6  
А3  
АКАДЕМИЯ НАУК СССР

---

ИНСТИТУТ ГОРЮЧИХ ИСКОПАЕМЫХ

*На правах рукописи*

**Г. Н. ДЕЛЯГИН**

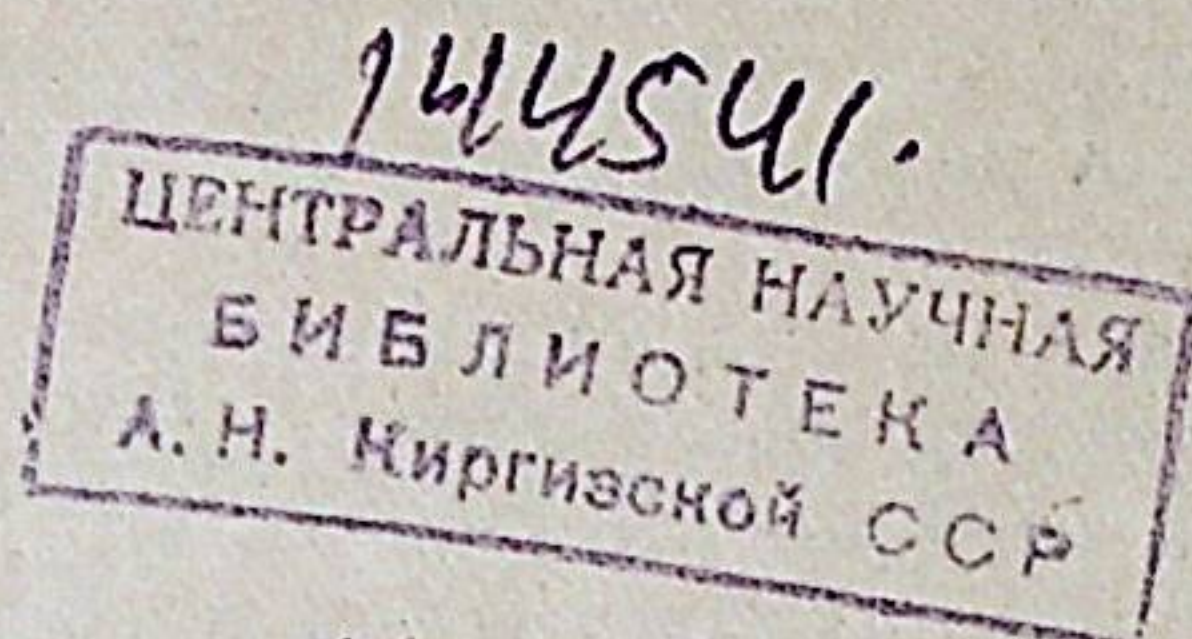
**ИССЛЕДОВАНИЕ ГОРЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА  
ПРИ СЖИГАНИИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА  
В ЗАВИХРЕННОМ ПОТОКЕ ВОЗДУХА ПОД ДАВЛЕНИЕМ**

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель доктор технических наук,  
профессор **Б. В. КАНТОРОВИЧ**

МОСКВА—1959





Повышение производительности и эффективности использования топок котлов и печей, камер сгорания паро- и газотурбинных установок и др. в значительной степени зависит от эффективности сжигания топлива и от совершенства методов передачи тепла от факела и продуктов сгорания к тепловоспринимающим поверхностям топочных устройств.

Топочный процесс представляет собой сложный комплекс физических процессов тепло- и массообмена и химических процессов превращения энергии топлива в тепловую энергию.

Выгорание топлива сопровождается теплообменом газа и факела с тепловоспринимающими поверхностями, массообменом между топливом и кислородом, испарением капель топлива (если применяется жидкое топливо) и другими физическими явлениями, находящимися в тесном взаимодействии друг с другом.

Сложность физико-химического процесса превращения химической энергии в тепловую энергию в условиях реальных камер сгорания и топок затрудняет создание единого метода расчета. Существующие методы расчета базируются, в основном, на эмпирических зависимостях и построены без учета закономерностей выгорания топлива.

В настоящее время особое место занимают тепловые (в том числе и топочные) процессы в завихренных потоках газов. Камеры сгорания газотурбинных двигателей и стационарных газотурбинных установок, циклонные топки и циклонные плавильные печи, вихревые камеры нагрева и др. убедительно показали преимущества тепловых устройств с вихревым потоком газов по сравнению с устройствами, использующими прямой турбулентный поток.

Применение завихренных потоков в топочных устройствах позволяет вести процесс с высокими скоростями при интенсивном выгорании топлива и получить большие тепловые напряжения на единицу объема топочного пространства.

Весьма перспективным является применение повышенных давлений в камерах и топках, так как это дает возможность интенсифицировать топочный процесс и повысить коэффициент полезного действия установки в целом.



Явно недостаточное количество сведений о влиянии завихривания и давления на процессы горения и теплообмена в камерах сгорания, а также несколько необоснованное исключение процесса выгорания топлива при построении методик расчета топочных устройств послужило одной из причин постановки настоящего исследования.

Задачи исследования сводятся к следующему: 1) Изучить закономерности выгорания топлива в завихренном потоке воздуха; выявить особенности этого процесса по сравнению с горением топлива в прямом турбулентном потоке. 2) Исследовать интенсивность теплообмена факела и газов в топочном объеме с тепловоспринимающими поверхностями по длине камеры сгорания. 3) Изучить гидродинамические особенности завихренного потока воздуха и влияние завихривания на горение и теплообмен в камере сгорания. 4) Исследовать конвективный теплообмен завихренного потока газов со стенкой камеры и взаимосвязь лучистого и конвективного тепловых потоков в исследуемой камере сгорания. 5) Выяснить применимость существующего метода расчета топков котельных агрегатов, основанного на использовании критерия Больцмана, к теплонапряженным камерам сгорания. 6) Установить влияние давления в камере сгорания, расхода топлива и коэффициента избытка воздуха на закономерности горения и теплообмена в завихренном газовом потоке.

Поставленные задачи в работе решаются путем дальнейшего теоретического развития, применительно к сжиганию жидкого топлива в завихренном потоке воздуха, метода комплексного анализа процессов горения и теплообмена, протекающих в неизотермических условиях, разработанного Б. В. Канторовичем, экспериментальных исследований топочного процесса на нескольких камерах сгорания и анализа полученных опытных данных, подтвердивших правильность предложенных теоретических представлений.

\* \*  
\*

Топочный процесс в камерах сгорания и топках это, прежде всего, процесс выделения тепла при выгорании топлива, который протекает одновременно с теплообменом и зависит от структуры потока в топочном объеме. Для такого процесса характерны значительные температурные и тепловые неравномерности по длине топки или камеры сгорания и поэтому правильный теоретический анализ его возможен только при одновременном рассмотрении горения и теплообмена по длине топочного объема.

Предложенная в 1951—1955 гг. Б. В. Канторовичем общая теория горения потока топлива в неизотермических условиях его развития (Л. 1), (Л. 2), в которой установлены общие закономерности

горения потока любого топлива: распыленного твердого, жидкого и газообразного привела к созданию комплексного метода анализа топочного процесса. Метод позволяет определить длину зоны горения, найти закономерности выгорания топлива и теплообмена и распределение температур в зависимости от режимных параметров работы топочного устройства.

Правильному использованию этого метода при изучении топочного процесса в завихренном потоке воздуха помогли многочисленные исследования горения, структуры потоков и теплообмена применительно к различным топочным устройствам. При этом особое значение имели исследования гидродинамики завихренных газовых потоков в циклонных топках, проведенные в Центральном котлотурбинном институте, Московском высшем техническом училище, Институте энергетики АН Каз. ССР, и в регистровых камерах сгорания, проведенные в Центральном котлотурбинном институте, Невском машиностроительном заводе, Ленинградском кораблестроительном институте и др., результаты которых помогли значительно упростить решение поставленной задачи.

Большое число исследований процесса горения в турбулентном потоке и теплообмена в топках и камерах сгорания, проведенных в институтах нашей страны и за границей, в том числе в Энергетическом институте АН СССР, Институте химической физики, Институте им. Баранова, Уральском политехническом институте, Центральном котлотурбинном институте, Ленинградском политехническом институте, Всесоюзном научно-исследовательском институте металлургической теплотехники и др. позволили тщательно проанализировать особенности горения и теплообмена при сжигании распыленного жидкого топлива и выбрать наиболее вероятную модель для теоретического анализа.

## 1. Теоретическое исследование процессов горения и теплообмена в завихренном потоке воздуха

В работе теоретически найдены закономерности выгорания распыленного жидкого топлива в завихренном и незавихренном турбулентных потоках воздуха и получены критериальные зависимости для расчета теплообмена в теплонапряженных камерах сгорания.

Рассмотрен случай сжигания распыленного топлива в завихренном, гидродинамически автомодельном потоке газов, созданном воздухом направляющим устройством, расположенном в головной части цилиндрической камеры сгорания вокруг форсунки. При сильном завихривании воздуха основной поток газов в топочном



объеме отделен от зоны обратных токов некоторой поверхностью, которая в зоне горения с достаточной степенью точности может быть принята цилиндрической.

Считаем, что в камере сгорания отсутствует сколько-нибудь заметная зона подготовки топлива, процессы прогрева, испарения капель и горения паров топлива протекают одновременно, практически на всем протяжении зоны горения.

Выгорание топлива происходит только в основном потоке газов, расположенном вдоль стенок топочного объема. Толщина основного потока тем меньше, чем выше начальная степень завихривания воздуха. Скорость газов в основном потоке значительно выше средней скорости в топочном объеме и также зависит от степени завихривания воздуха.

Распыленное жидкое топливо, попав в высокоскоростной газовый поток, движется со средней скоростью, равной средней скорости основного потока газов в рассматриваемом сечении.

Поток газов при горении представляет собой неоднородную систему, состоящую из капель жидкого топлива, его паров, реагирующего с ним воздуха и продуктов сгорания. Топливо в жидкой и паровой фазах группируется в газовом потоке в некоторые объемы—«моли».

Горение топливных «молей» в потоке воздуха рассматриваем, как гетерогенный процесс, проходящий в зоне реакции глубиной  $\delta$  вокруг каждого «моля» топлива. Горение протекает при постоянной концентрации паров топлива (соответствующей давлению насыщенных паров топлива) и переменной концентрации кислорода.

При решении задачи полагаем, что возникающие при завихривании воздуха центробежные силы  $P_{ц}$  деформируют топливные «моли», увеличивая их поверхность в единице объема реакционного пространства  $S$ , причем  $S = S_0 \cdot A_7 \cdot P_{ц}^{n_3}$ , где  $A_7$  и  $n_3$ —некоторые постоянные.

Температура газов в рассматриваемом сечении топочного объема зависит от степени выгорания топлива и интенсивности теплообмена факела и газов со стенками камеры сгорания.

Закономерности выгорания топлива получены в результате совместного решения системы из шести уравнений: 1) уравнения неразрывности, 2) кинетического уравнения (уравнения выгорания), 3) стехиометрического уравнения, 4) уравнения состояния, 5) уравнения энергии, 6) уравнения испарения.

Исследование проведено для процесса, протекающего в основном газовом потоке, при условии, что горение определяется тепло- и массообменом между кислородом и топливом.

Решение этой системы как для завихренного, так и для незавихренного потоков, позволяет получить зависимости, связывающие режимные параметры работы камеры сгорания с относитель-

ной степенью выгорания топлива  $(1-\Omega)$  на длине  $x$  топочного объема, вида:

$$-\ln \left[ 1 - \frac{1}{\alpha} (1 - \Omega) \right] = f(G_{т_0}; P; \alpha; x; 1 - \Omega), \quad (1)$$

где  $G_{т_0}$ —секундный расход топлива на единицу сечения основного газового потока;

$P$ —давление газов в основном потоке топочного объема;

$\alpha$ —коэффициент избытка воздуха.

Полученные соотношения в явном виде устанавливают влияние режимных параметров на интенсивность выгорания топлива в камере сгорания.

\* \*

\*

Исследование гидродинамических особенностей завихренных потоков и анализ уравнения движения потока, находящегося под действием центробежных сил в условиях рассматриваемых камер сгорания, позволяет сделать вывод, что завихренный турбулентный автотельный поток может быть определен одним критерием Рейнольдса  $Re$ , подсчитанным по параметрам основного потока в топочном объеме, или критерием Рейнольдса  $Re'$ , подсчитанным по средней весовой скорости в камере, и характеристикой степени завихривания воздушного потока.

Теоретически рассмотрено поведение завихренного потока в начальном сечении топочного объема и найдена связь между скоростью и давлением в начальном сечении основного потока воздуха и их средними значениями в этом же сечении.

Совместное решение уравнений: неразрывности, момента количества движения и расхода при условии, что подаваемый в топочный объем воздух в начальном сечении движется по закону постоянства циркуляции, эжектируя при этом некоторое количество газов из приосевой зоны камеры сгорания, позволило получить уравнение, связывающее скорость в начальном сечении основного потока со средней скоростью в этом же сечении и осевой скоростью воздуха на выходе из воздухонаправляющего устройства.

\* \*

\*

Исследована взаимосвязь между теплообменом и процессом выгорания топлива в завихренном потоке камер сгорания с развитыми зонами горения и теплообмена.

В результате зонального рассмотрения топочного процесса и анализа уравнения энергии для зоны горения и зоны охлаждения



продуктов сгорания топочного объема получены критериальные зависимости между безразмерной температурой и относительной долей тепла, переданного стенкам камеры сгорания для каждой зоны отдельно:

а) для зоны горения

$$\frac{T}{T_{\text{теор}}} = f\left(\frac{Q' \cdot G_{\tau_0} (1 - \Omega) R}{\bar{\alpha}_x \cdot x \cdot T_{\text{теор}}}\right) = f(\Pi_{\Gamma, x}); \quad (2)$$

б) для зоны охлаждения продуктов сгорания

$$\frac{T}{T_{\text{макс}}} = f_1\left(\frac{G_{\tau_0} \cdot \Sigma_{cp} \cdot R}{\bar{\alpha}_{x_1} \cdot x_1}\right) = f(\Pi_{\Gamma, x}), \quad (3)$$

где  $Q'$  — тепловой эффект реакции горения топлива, за вычетом тепла, пошедшего на нагрев смеси до температуры воспламенения,

$\bar{\alpha}_x$  — средний суммарный коэффициент теплообмена на длине  $x$  зоны горения,

$\bar{\alpha}_{x_1}$  — средний суммарный коэффициент теплообмена на длине  $x_1$  зоны охлаждения,

$T_{\text{теор}}$  и  $T_{\text{макс}}$  — теоретическая и максимальная температуры горения в топочном объеме,

$R$  — гидравлический радиус топочного объема,

$\Sigma_{cp}$  — средняя теплоемкость продуктов сгорания.

Так как в настоящее время механизм воздействия гидродинамики потока газов на лучистый тепловой поток к стенке камеры сгорания полностью не выяснен, в уравнениях (2), (3) влияние гидродинамики учитывается суммарными коэффициентами теплообмена  $\bar{\alpha}_x$  и  $\bar{\alpha}_{x_1}$ .

## 2. Экспериментальные исследования

Для экспериментальной проверки теоретического исследования топочного процесса в завихренном потоке воздуха под давлением создана лабораторная установка, позволившая с достаточной степенью точности исследовать топочный процесс как в зоне горения, так и в зоне охлаждения продуктов сгорания.

Результаты лабораторных исследований подтверждены на двух стендовых камерах сгорания № 2 и № 3, работавших также под давлением.

Лабораторная установка состоит из камеры сгорания № 1, воздухоподогревателя, системы воздухоподачи с компрессорами, топливной системы, системы подачи воды и контрольно-измерительной аппаратуры.

Камера сгорания № 1 представляет собой вертикальную цилиндрическую трубу диаметром 65 мм и длиной 1000 мм из стали ЭЯ-1Т.

В центре головной части камеры, вверху, расположена центробежная форсунка, а вокруг нее — воздухонаправляющее устройство с наклоном лопаток к оси камеры под углом 67,5° и отношением среднего диаметра воздухонаправляющего устройства к диаметру камеры сгорания равным 0,215.

Внешняя поверхность камеры разделена на секции длиной 50 мм (всего 20 секций), в каждой секции сделана водяная рубашка, что позволяет проводить позонное калориметрирование тепла, передаваемого от горячих газов в стенки топочного объема.

В камере сгорания в каждом сечении между секциями (всего в 19 сечениях) установлены термопары для измерения температуры газа в центре камеры и у ее стенок, температуры стенки и газоотборная трубочка для отбора проб газа.

Лабораторная установка оборудована измерительной аппаратурой, необходимой для поддержания заданного режима работы камеры сгорания, проведения зонального исследования по длине топочного объема и получения необходимых данных для сведения теплового баланса камеры.

Камера сгорания № 2 является моделью горизонтального цилиндрического парогенератора, работающего на жидком топливе под давлением.

Топочный объем ее имеет длину 640 мм и диаметр в свету 214 мм.

По периферии топочного объема камеры расположены четыре радиационных экрана, которые образовали сплошную поверхность охлаждения; в торце его установлены спиральные пакеты из труб для снижения температуры уходящих газов. Охлаждающей жидкостью в трубах служит вода.

Измерение температур и отбор газа в топочном объеме проводились комбинированными газоотборными трубками с отсосными термопарами.

Топливо в топочный объем подается центробежной форсункой, установленной в центре головной части камеры. Вокруг форсунки расположено воздухонаправляющее устройство с углом наклона лопаток равным 30°.

Камера сгорания № 3 отличается от камеры сгорания № 2 тем, что ее диаметр равен 185 мм, а длина составляет 1150 мм. Топочный объем экранирован пятью радиационными экранами. Воздух в топочный объем подается частично через воздухонаправляющее устройство с очень малой степенью завихривания, а частично через три цилиндрических канала параллельных оси камеры, которые вводят основную массу воздуха непосредственно у стенок камеры.



В камере сгорания № 3 топочный процесс протекает в завихренном турбулентном потоке газов, расположенном у стенок камеры сгорания.

В камерах сгорания № 1, 2, 3 проводились зональные исследования топочного процесса, что позволило выяснить развитие горения и теплообмена по длине топочного объема.

\* \*  
\*

Для выяснения особенностей гидродинамики сильно завихренного потока и для проверки правильности ряда теоретических предположений и выводов, проведены аэродинамические продувки камеры сгорания № 1 холодным воздухом.

Измерялись поля аксиальных скоростей на расстояниях 75, 155, 255, 405, 605, 805 мм от начала топочного объема камеры.

Эксперимент показал, что поля относительных скоростей в сечении по длине камеры не зависят от режима работы камеры сгорания (скоростей потока).

В результате действия центробежных сил возникает зона обратных токов, которая занимает около половины сечения камеры сгорания. Поверхность, разделяющую основной газовый поток и зону обратных токов вдоль всей камеры, можно в первом приближении считать цилиндрической.

В завихренном потоке явление автомодельности наступает при значениях критерия Рейнольдса меньших 10 000.

В экспериментах на камере сгорания № 1 центробежные ускорения завихренного потока на выходе из воздухонаправляющего устройства менялись от  $8,5 \cdot 10^3$  до  $13,0 \cdot 10^6$  м/сек<sup>2</sup>.

\* \*  
\*

Экспериментальные исследования горения и теплообмена проводились на камерах сгорания № 1, 2 и 3 при сжигании в них дизельного топлива, керосина и этилового спирта.

Основные исследования проделаны на камере сгорания № 1. Для обеспечения постоянных тепловых характеристик стенки камеры (ее термического сопротивления, степени черноты и др.) эксперименты проводились при сжигании этилового спирта, который сгорая, не образует сажистых частиц.

В опытах расходы топлива менялись от 0,93 до 8,2 кг/час, давления — от 1,0 до 7,25 кг/см<sup>2</sup>, расходы воздуха — от 7,0 до 75 кг/час.

Зона горения занимала около  $\frac{1}{3}$  всего топочного объема камеры, что позволило провести детальное зональное исследование как зоны горения, так и зоны охлаждения продуктов сгорания.

Теплонапряжения на единицу объема зоны горения камеры сгорания № 1 менялись от  $6,0 \cdot 10^6$  до  $63,0 \cdot 10^6$  ккал/час м<sup>3</sup> или в пересчете на нормальное давление от  $1,0 \cdot 10^6$  до  $14,0 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>3</sup> час ата.

В экспериментах измерялось распределение по длине камеры тепловых потоков в стенку, температур газа по оси и у стенки, температур стенки и состава газа. Кроме того, в результате зонального расчета теплового баланса получено распределение балансовых температур по длине топочного объема камеры сгорания.

Эксперименты на стендовых камерах сгорания № 2 и № 3 проведены при сжигании керосина и дизельного топлива.

В этих опытах расходы топлива составляли 19,7 ÷ 42,0 кг/час, давления — 1,0 ÷ 9,0 кг/см<sup>2</sup>, коэффициенты избытка воздуха — 1,0 ÷ 1,82. Зона горения занимала подавляющую часть топочного объема. Тепловые напряжения на зону горения менялись от  $10 \cdot 10^6$  до  $35 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>3</sup> час или в пересчете на атмосферное давление — от  $1,0 \cdot 10^6$  до  $10,0 \cdot 10^6$  ккал/м<sup>3</sup> час ата.

Эти исследования проведены как в завихренном, так и в завихренном потоках газов.

### 3. Исследование конвективного теплообмена в завихренном потоке

Конвективный теплообмен в завихренном потоке топочного объема цилиндрической камеры сгорания можно рассматривать, как теплообмен в начальном участке трубы.

В завихренном турбулентном потоке этот случай теплообмена всесторонне исследован в работах Я. М. Рубинштейна, И. Г. Аладьева, Б. С. Петухова и др.

В предлагаемой работе показано отличие конвективного теплообмена газов со стенками камеры сгорания при завихренном потоке от теплообмена в начальном участке цилиндрической трубы.

Найдена связь между критериями Рейнольдса, Нуссельта и начальной степенью завихривания газового потока.

Эксперименты проведены на камере сгорания № 1 при расходах газа 5,0 ÷ 102,0 кг/час и давлениях в топочном объеме  $P = 1,0 \div 7,0$  кг/см<sup>2</sup> и на камере сгорания № 2 при расходах газа 100 ÷ 700 кг/час и давлениях  $P = 1,0 \div 7,0$  кг/см<sup>2</sup>.

В эксперименте применен метод продувок исследуемых камер сгорания горячим воздухом и продуктами сгорания, сильно разбавленными двухатомными газами.

Температура газа перед камерой менялась в пределах от 100 до 700°С, воздух при этом подогревался в электронагревателе (при проведении опытов в камере сгорания № 1) или в высоконапорном теплообменнике продуктами сгорания, полученными во вспомога-



тельной камере сгорания (при проведении опытов в камере сгорания № 2).

Для обеспечения перед камерой сгорания № 1 постоянства температуры воздуха разработана система автоматического регулирования степени нагрева воздуха при изменении его расхода.

В опытах проводились все измерения, необходимые для зонального исследования теплообмена по длине камеры сгорания (аналогично измерениям при зональном исследовании процессов горения и теплообмена в этих камерах). При этом топочный объем камеры сгорания № 1 был разделен на 15 зон, а камеры сгорания № 2 — на 4 зоны.

Исследование проведено при 50 различных режимах работы камер. В результате экспериментов получены распределения тепловых потоков в стенки камеры, температур газа и стенки по длине камер сгорания. Составлен позонный тепловой баланс по всем режимам работы и найдено распределение средних балансовых температур по длине камеры.

При обработке экспериментальных данных учитывались продольные тепловые потоки от горячей головки камеры к экранным поверхностям. Для определения значений продольных тепловых потоков проведены специальные опыты.

\* \* \*

Завихренный поток газа в камере сгорания движется вдоль ее стенок некоторым слоем, зависящим от степени завихрения потока, поэтому диаметр камеры сгорания уже не является определяющим геометрическим параметром в критериальном уравнении конвективного теплообмена.

Конвективный теплообмен от завихренного потока газа к стенке камеры целесообразно, аналогично представлениям Б. С. Петухова о теплообмене в начальном участке цилиндрической трубы, рассматривать как теплообмен между газом и плоской пластинкой при продольном ее обтекании и выбрать, в качестве определяющего геометрического параметра, расстояние от начала камеры до рассматриваемого сечения.

При расчете критериев Рейнольдса  $Re'_x$  и Нуссельта  $Nu'_x$  в качестве определяющей температуры выбрана средняя температура стенки на длине  $x$ , а тепловой поток отнесен к разности между средней температурой газа и средней температурой стенки на рассматриваемой длине  $x$  топочного объема камеры сгорания.

В опытах на камере сгорания № 1 значения критерия Рейнольдса  $Re'_x$  изменялись в пределах от 800 до 350 000 и значения критерия Нуссельта  $Nu'_x$  — в пределах от 69 до 8000, а в эксперимен-

тах на камере № 2 —  $Re'_x$  в пределах от 7500 до 170 000 и  $Nu'_x$  — в пределах от 215 до 4200. Критерий Рейнольдса  $Re'_x$  рассчитывался по средней весовой скорости газового потока в сечении  $x$  топочного объема камеры сгорания.

В результате анализа экспериментальных данных получена следующая критериальная зависимость:

$$\overline{Nu}_x = C Re'_x{}^{0,83} \quad (4)$$

где  $C = 0,257$  для камеры сгорания № 1 при значениях  $Re'_x$ , равных  $800 \div 80\,000$  и  $\frac{x}{D_k} = 0,77 \div 15,5$  ( $D_k$  — диаметр камеры сгорания).

$C = 0,172$  для камеры сгорания № 2 при значениях  $Re'_x$ , равных  $10\,000 \div 170\,000$  и  $\frac{x}{D_k} = 1,262 \div 2,529$ .

Эксперименты показали, что в завихренном потоке, так же как и в незавихренном, конвективный теплообмен не зависит от давления.

Сравнение результатов эксперимента с опытными данными по конвективному теплообмену в начальном участке цилиндрической трубы показывает, что завихрение воздуха на входе в камеру приводит к пропорциональному увеличению значения коэффициента конвективного теплообмена, причем коэффициент пропорциональности  $K$  является функцией только начальной степени завихрения.

Изменение коэффициента конвективного теплообмена с увеличением критерия Рейнольдса, иными словами, закономерность изменения толщины пограничного слоя с изменением весовой скорости и длины начального участка  $x$ , остается таким же, как и в цилиндрической трубе без завихрения воздуха.

Величина коэффициента  $K$  в исследованных камерах сгорания равна 14,3 для камеры сгорания № 1 и 9,55 для камеры сгорания № 2.

Количественное сравнение полученных данных с результатами исследования конвективного теплообмена в высоконапряженных топках парогенераторов (данные С. С. Филимонова) и в камере сгорания ГТУ с завихрителем охлаждающего воздуха (данные Э. Г. Нарезного) позволяют сделать предположение, что наличие центробежных сил в газовом потоке вызывает дополнительное размывание пограничного слоя, что приводит к возрастанию  $\alpha_{x_{конв}}$  в 2 ÷ 3 раза. Основным же фактором, повышающим  $\alpha_{x_{конв}}$  при теплообмене в завихренном потоке (у нас в 5 ÷ 7 раз) является увеличение массовых скоростей газа у стенки камеры сгорания.



#### 4. Анализ результатов исследования

По результатам экспериментов исследования горения и теплообмена в цилиндрических камерах сгорания № 1, 2 и 3 получено распределение температур, тепловых потоков к экранам поверхностям и состава газа по длине топочного объема камеры.

Для каждого режима работы камеры сгорания составлен тепловой баланс. Для анализа взято 112 различных режимов, в которых разница между замеренной температурой газов на выходе из камеры сгорания и рассчитанной по тепловому балансу была не выше 50°C.

Кривые выгорания, распределения температур и тепловых потоков показали, что в условиях завихренного потока воздуха при хорошей тепловой подготовке топлива у корня факела интенсивность выгорания и теплообмена со стенкой в начале камеры наибольшая.

Улучшение тепловых условий у корня факела (в ряде опытов в камере сгорания № 2 в зоне обратных токов у корня факела была установлена плоская керамическая насадка) приводит к увеличению интенсивности горения топлива и сокращению зоны горения.

\* \* \*

Результаты экспериментального исследования интенсивности выгорания топлива по длине топочного объема хорошо описываются уравнениями, полученными в результате теоретического рассмотрения процесса выгорания топлива (1).

Так для камеры сгорания № 1 уравнение выгорания имеет вид:

$$-\ln\left(1 - \frac{b}{a}\right) - 0,7 \frac{b}{a} = 6,9 \left(\frac{B\alpha}{P}\right)^{0,2} \frac{x}{\alpha^{2,85}} \quad (5)$$

где  $b = (1 - Q)$  — относительная доля выгоревшего топлива,  
 $B$  — часовой расход топлива в кг/час.

Результаты эксперимента могут быть также описаны упрощенным уравнением, полученным при интегрировании основного уравнения выгорания при постоянной температуре и удельной поверхности реагирования.

Эта зависимость хорошо совпадает с основным уравнением выгорания при значениях относительной доли выгоревшего топлива более 0,5.

Так упрощенное уравнение выгорания в камере сгорания № 1 выражается зависимостью:

$$-\ln\left(1 - \frac{b}{a}\right) = 6,0 \left(\frac{B\alpha}{P}\right)^{0,2} \frac{0,163 + x}{a} \left(\frac{b}{a}\right)^{1,2 \cdot 0,65} \quad (6)$$

Аналогичные зависимости получены в результате обработки экспериментальных данных по интенсивности выгорания топлива в завихренном потоке камеры сгорания № 2.

Результаты экспериментов по сжиганию жидкого топлива в не-завихренном потоке воздуха также хорошо описываются уравнением выгорания топлива (1).

Упрощенное уравнение выгорания, полученное для процесса, протекающего в камере сгорания № 3 при сжигании дизельного топлива в незавихренном потоке, имеет вид:

$$-\ln\left(1 - \frac{b}{a}\right) = 5,0 \frac{0,3 + x}{\alpha \cdot B^{0,2}} \left(\frac{b}{a}\right)^{0,75} \quad (7)$$

Из анализа опытных данных следует, что теоретические выводы о влиянии режимных параметров работы камеры сгорания на интенсивность выгорания топлива как в завихренном, так и в незавихренном потоке полностью подтверждаются опытными данными.

В частности, найдено, что интенсивность выгорания топлива в завихренном потоке воздуха в исследуемом диапазоне давлений при устойчивом факеле несколько падает с ростом давления и возрастает с увеличением расхода топлива; в то время как при сгорании топлива в турбулентном потоке без завихривания интенсивность выгорания от давления не зависит и несколько падает с ростом расхода топлива. Зависимость интенсивности выгорания топлива от коэффициента избытка воздуха более сложная и является функцией теплоотвода в стенки топочного объема.

Выгорание топлива сопровождается интенсивным теплообменом газа и факела со стенками камеры сгорания.

Эксперименты показывают, что в исследованных камерах сгорания зона максимального теплообмена не совпадает с зоной максимальных температур. Это — результат влияния гидродинамики потока и состава газа на теплообмен со стенками камеры сгорания.

Исследование теплообмена в камерах сгорания № 1 и № 2 позволили найти распределение значений среднего суммарного коэффициента теплообмена  $\bar{\alpha}_{\text{сумм}}$  по длине топочного объема  $x$  и его зависимость от гидродинамики газового потока.

Принято, что средний суммарный коэффициент теплообмена равен сумме средних коэффициентов конвективного и лучистого теплообмена, причем средний коэффициент конвективного теплообмена  $\bar{\alpha}_{\text{конв}}$  при выгорании топлива можно рассчитывать по критериальным зависимостям результатов продувок камеры сгорания горячим воздухом.

Найдено, что средний коэффициент лучистого теплообмена  $\bar{\alpha}_{\text{луч}}$  зависит от критерия Рейнольдса, подсчитанного с учетом выгорания топлива, и от давления в степени 1,5.



В результате анализа опытных данных получена критериальная зависимость между средними коэффициентами суммарного и конвективного теплообмена, давлением и критерием Рейнольдса, вида:

$$\frac{\bar{\alpha}'_{x_{\text{сумм}}}}{\alpha_{r_{\text{конв}}}} = 1 + \frac{9,08 \cdot 10^6}{\text{Re}'_{x^{1,83}}} \quad (8)$$

где  $\bar{\alpha}'_{x_{\text{сумм}}}$  — средний коэффициент суммарного теплообмена, приведенный к атмосферному давлению.

Уравнение (8) показывает, как удельная доля тепла, переданного стенкам излучением, зависит от гидродинамических условий процесса теплообмена в камере сгорания.

\* \* \*

В существующих методах расчета топок котлоагрегатов и корабельных котлов (Л. 3) принято, что определяющим при теплообмене является излучение газов и факела на стенки топочного объема, и, что связь между безразмерной температурой и долей тепла, отданного стенкам, не зависит от тепловыделения при выгорании топлива.

Исследования теплообмена в камере сгорания № 1 показали, что в теплонпряженных камерах сгорания с развитыми зонами горения и теплообмена не наблюдается зависимости Гурвича (Л. 3) между безразмерной температурой и критерием Больцмана, выражающим отношение введенного тепла в топочный объем к теплу, отданному стенкам, за счет излучения и конвекции.

Для определения взаимосвязи безразмерной температуры  $T_2/T_{\text{теор}}$  с относительной долей тепла, отданного стенкам камеры сгорания при выгорании топлива, зона горения и зона охлаждения продуктов сгорания рассмотрена отдельно.

На основании опытных данных принято: для зоны горения  $T_2 = T_{\text{макс}}$  и для зоны охлаждения продуктов сгорания  $T_{\text{теор}} = T_{\text{макс}}$ .

Получены критериальные зависимости между  $T_{\text{макс}}/T_{\text{теор}}$  и  $\Pi'_r$  для зоны горения и  $T_2/T_{\text{макс}}$  и  $\Pi'_r$  для зоны охлаждения продуктов сгорания камеры № 1 вида

$$\frac{T_{\text{макс}}}{T_{\text{теор}}} = \frac{\Pi'_r{}^{0,6}}{1,37 + 0,817\Pi'_r{}^{0,6}} \quad (9)$$

$$\frac{T_2}{T_{\text{макс}}} = \frac{1}{0,16 + \frac{1}{\Pi'_r}} \quad (10)$$

где  $T_2$  — температура в конце топочного объема

$$\Pi'_r = \Pi_r / L_1 \text{ и } \Pi'_r = \frac{L_2}{\Pi_r}$$

$L_1$  и  $L_2$  для исследуемой камеры сгорания некоторые постоянные.

В расчетах температуры взяты в градусах абсолютной шкалы. Из полученных зависимостей (9) и (10) видно, что связь между безразмерной температурой и критерием  $\Pi$  в зоне горения и зоне охлаждения продуктов сгорания неодинакова. При этом для зоны горения уравнение (9) по форме совпадает с уравнением, применяемым для расчета топок (Л. 3).

## 5. Выводы

1. Проведено теоретическое и экспериментальное исследование процесса горения и теплообмена при сжигании распыленного жидкого топлива в завихренном потоке воздуха под давлением.
2. Предложен метод анализа топочного процесса в завихренном потоке с учетом особенностей, связанных с выделением тепла в зоне горения.
3. Установлено влияние гидродинамики на процесс выгорания топлива и теплообмен в топочном объеме.
4. Найден закон выгорания жидкого топлива в завихренном потоке по длине топочного объема в зависимости от режимных параметров работы камеры сгорания.
5. Исследован конвективный теплообмен газа со стенками камеры сгорания.

Установлено, что большие центробежные ускорения в завихренном потоке не меняют характера зависимости  $\overline{Nu} = f(\text{Re})$  для теплообмена в трубе и не требуют введения новых критериев. Степень интенсификации конвективного теплообмена в завихренном потоке является функцией только степени завихривания потока.

6. Получено, что теплообмен между завихренным потоком и стенкой камеры сгорания зависит от давления и критерия Рейнольдса. При этом с ростом давления и уменьшением критерия Рейнольдса доля лучистого теплообмена растет.



7. На примере исследованной камеры сгорания показано, что существующий метод расчета топков котлоагрегатов нельзя применять для теплонапряженных камер сгорания с развитыми зонами горения и охлаждения продуктов сгорания. Использование в расчетах одного критерия допустимо только в тех случаях, когда зона горения мала и заканчивается у среза форсунки, или, когда горящий факел занимает весь топочный объем.

Работа доложена на Всесоюзной научно-технической сессии по вопросам лучистого теплообмена в Энергетическом институте АН СССР в марте 1958 г.

Основные материалы диссертации опубликованы в статье: Г. Н. Делягин, Б. В. Канторович «О горении и теплообмене распыленного жидкого топлива в завихренном потоке воздуха». Инженерно-физический журнал 1958 г., т. 1, № 3, стр. 24—39; № 7, стр. 122.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Канторович Б. В. Труды ИГИ АН СССР, т. 5, 1955.
2. Канторович Б. В. «Теплоэнергетика», № 8, 1958.
3. Под ред. Гурвича А. М. и Кузнецова Н. В. «Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), Госэнергоиздат, 1957.

