

аналитическое исследование которой достаточно сложно. С помощью ЭВМ были определены районы с наибольшими и наименьшими энергозатратами $\mathcal{E}_{\max} = 25000$ кДж/кг CO_2 при $x_1 = -1$; $x_2 = -1$; $x_3 = 1$; $x_4 = 1$, а также $\mathcal{E}_{\min} = 1900$ кДж/кг CO_2 при $x_1 = -0,8$; $x_2 = 1$; $x_3 = -0,1$; $x_4 = -1$.

Кроме того, данная поверхность имеет второй район минимальных энергозатрат $\mathcal{E}_{\min} = 2000$ кДж/кг CO_2 при $x_1 = 0$; $x_2 = 1$; $x_3 = 0$; $x_4 = 0$, который представляет наибольший интерес, так как отвечает значительным величинам полноты десорбции.

Дальнейшая проверка найденных зависимостей выполнена с помощью эксперимента в районах с наибольшим и наименьшим значением поверхностей отклика, а также ряда промежуточных точек (всего 71 точка). Во всех случаях расхождение опытных данных и расчетных значений не превышало 9% по величине энергозатрат и 5% от значения полноты десорбции.

Тот факт, что наименьшая величина энергозатрат и наибольший выход адсорбированного продукта имеют место при разных значениях факторов, говорит о том, что задача оптимизации процесса тепловой десорбции в данном случае должна решаться как компромиссная.

Л и т е р а т у р а

1. Ш е с т а к о в В.М., А с т а х о в В.А., Л у к и н В.Д. Исследование полноты десорбционного процесса. — ЖПХ, № 440—75, днп., 1975. 2. В а с и л ь е в С.З., М а й е р г о з И.И., П у ш к а р е в Л.И. Установки экзогаза. — М., 1977. 3. З о д ш н и д з е И.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем. — М., 1976. 4. Т и х о м и р о в В.П. Планирование и анализ эксперимента. — М., 1974. 5. А д л е р Ю.П. Введение в планирование эксперимента. — М., 1969.

УДК 536.24.532.54

В.С. Северянин, М.И.Верба

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В УСТРОЙСТВАХ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО ГОРЕНИЯ

Камеры пульсирующего горения (КПГ) характеризуются интенсивным теплообменом. Реализовать теплосъем непосредственно из потока в самой КПГ при помощи, например, трубчатых поверхностей нагрева [1], а также оценить надежность работы материала КПГ и теплообменника требуют подробнее рассмотреть характер теплообмена внутри КПГ, его абсолютные и относительные параметры.

Исследование велось на КПГ гармонического типа с аэродинамическими клапанами. Следует заметить, что устройство работало без тягодутье-

вых машин, в так называемом режиме самовсаса. Тепловая мощность КПГ составляла от 200 до 500 кВт. Размеры КПГ: длина 2,2 м, диаметр 100 мм. Схема устройства и измерений показана на рис. 1. Топливо (соляровое масло) форсункой 1 подавалось в камеру воспламенения 2, воздух засасывался аэродинамическими клапанами 3, топочные газы далее двигались по резонансной трубе 4 на выхлоп. Через штуцеры в КПГ вводились термопары 5 типа ХА и НК-СА с открытым горячим спаем (для определения температуры газа) и зачеканенные в специальные цилиндрические образцы для определения коэффициента теплоотдачи нестационарным методом. С открытого торца КПГ вводилась подвижная термопара 6 с экранированным горячим спаем. Внутри КПГ устанавливались также трубчатые калориметры 8 (труба по оси КПГ) и 7 (спиральная труба) одинаковой активной длины. Через эти калориметры пропусклась вода, измерялась ее температура до и после нагрева и расход.

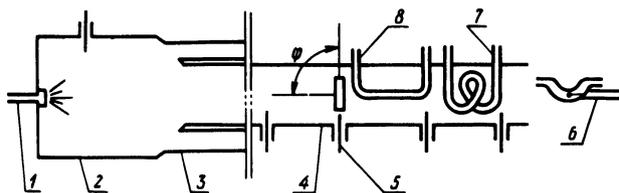


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

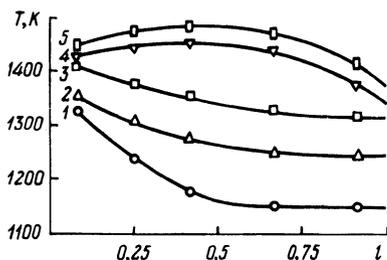


Рис. 2. Распределение температур газа по тракту КПГ:

расход топлива 1 — 21,6 кг/ч; 2 — 31,8; 3 — 36; 4 — 43,5; 5 — 49,3 кг/ч.

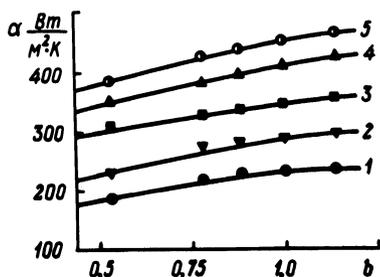


Рис. 3. Локальный α внутри КПГ:

угол между осями образцов и КПГ; 1 — $\varphi = 0^\circ$; 2 — 30° ; 3 — 45° ; 4 — 60° ; 5 — 90° ; v — относительный расход топлива.

Температура газа по оси КПГ показана на рис. 2. Здесь 1 — отношение расстояния от форсунки до точки замера к длине КПГ. Эти данные говорят о следующем: общий температурный уровень значительно ниже, чем в устройствах со стационарным горением; при малых тепловых нагрузках тем-

пература газа быстро снижается сразу после камеры воспламенения, при умеренных – снижается постепенно, почти линейно, при перегрузках – наблюдается рост температуры в резонансной трубе.

Коэффициент теплоотдачи α между газовым потоком внутри КПП и цилиндром (аналогом трубчатой поверхности нагрева) определяется стационарным (калориметры) и нестационарным методами (регистрация меняющейся температуры цилиндрического образца) [2]. Эта регистрация велась термомпарами, зачеканенными в образец. В нестационарном методе определялось время между зафиксированными температурами образца. Так как в качестве образцов использовались металлические цилиндры (сталь, латунь, медь), критерий $Bi < 0,01$, поэтому температура образца практически одинакова по всей его массе. Согласно [3], зная величину критерия Фурье Fo и температурный параметр θ , можно по зависимости $Fo = f(Bi, \theta)$ вычислить α . Расчет α велся путем интегрирования уравнения теплового баланса для образца. Погрешность эксперимента порядка 10% и данные по всем методам находятся в пределах этого разброса, поэтому в графиках (рис. 2, кривые 2, 3, 4, 5) этот метод не учитывался.

На рис. 3 показано значение коэффициента теплоотдачи между потоком газа в тракте КПП и цилиндрическим образцом (здесь его диаметр 8 мм, длина 80 мм) при разных относительных нагрузках КПП b ($b = V/V_0$, V_0 – номинальный расход топлива, 40 кг/ч) и различных углах обтекания φ , для расположения образца на $1/3$ длины КПП от выхлопа. (Распределение α к стенке КПП по длине дано в [2]. Наши данные в основном совпадают с указанными и поэтому здесь не приводятся.) Осредненная скорость газа определялась расчетом продуктов сгорания солярового масла при заданном коэффициенте избытка воздуха, равном 1,05–1,1.

Обработка полученных экспериментальных данных приводит к следующему выражению:

$$Nu = 0,7 Re^{0,5} Pr^{0,4} \epsilon_{\varphi}$$

Критерии Нуссельта (Nu), Рейнольдса (Re) и Прандля (Pr) определены по локальной температуре газа и диаметру цилиндра. Это выражение получено для диапазона $2,6 \times 10^3 < Re < 6,5 \cdot 10^3$.

Коэффициент ϵ_{φ} учитывает расположение цилиндра внутри КПП по углу φ между осями:

$\varphi \dots 90^\circ$	60°	45°	30°	0°
$\epsilon_{\varphi} \dots 1$	0,94	0,81	0,64	0,53

Амплитуда колебаний давления газа в опытах составила 2000–3000 Па (давление измерено компенсационным способом, когда сопоставляется максимальное переменное и постоянное эталонное давление) [4]. Тогда акустическое смещение газа на выхлопе КПП, рассчитанное по известной за-

висимости для давления и акустического сопротивления, составит 0,02–0,1 м. По тракту исследованных нами КПП укладывалась четверть акустической волны, т.е. величина смещения максимальна у выхлопа и по синусоиде убывает в сторону аэродинамических клапанов. Следовательно, осредненная (среднерасходная) скорость газов намного больше скорости акустических смещений (в опытах 60–180 м/с против 1–10 м/с), поэтому поток весьма близок к стационарному с продольными пульсациями, равными почти нулю в начале тракта. Полученное нами выражение аналогично известным [3]. Оно отличается высокими значениями постоянного коэффициента и меньшими показателями степени для числа Re. Можно заключить, что коэффициент теплоотдачи в исследованиях КПП примерно на 40–50% выше, чем в обычном стационарном потоке.

Нами изучен также теплообмен в щелевом теплообменнике, примыкающем непосредственно к выхлопу КПП. Экспериментальный теплообменник представлял собой набор плоских элементов 200 x 200 мм с зазором 3 мм. При этом имелось 3 канала для прохода газа, 4 канала для воды. Измерялись расход и температура воды, температура газа и стенок, а также осредненная скорость газа, акустические характеристики газового потока были теми же. Схема движения теплоносителей – перекрестный ток.

Для ламинарного режима течения газов теплообмен характеризуется следующей зависимостью :

$$Nu = 0,4Re^{0,5} Pr^{0,4},$$

для турбулентного режима при $6000 < Re < 120000$:

$$Nu = 0,028Re^{0,8} Pr^{0,4}.$$

В качестве определяющих параметров в последних уравнениях приняты средняя температура газа и эквивалентный диаметр щели теплообменника.

В ламинарной области пульсации скорости газа от КПП в щелевых теплообменниках интенсифицируют теплообмен на 100–300%, в турбулентной области – на 20–30% по сравнению с теплоотдачей в стационарном потоке.

Л и т е р а т у р а

1. С е в е р я н и н В.С. О нагревателях с пульсирующим горением. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1974, № 5.
2. С е в е р я н и н В.С. Об измерениях теплоотдачи в газовых потоках. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1978, № 1.
3. Теплотехнический справочник / Под ред. В.Н.Юренева, П.Д.Лебедева. — М., 1976, том. II.
4. С е в е р я н и н В.С. Об определении амплитуд переменного давления газа в устройствах пульсирующего горения. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1978, № 5.