

Автор ер.
В 79

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ М. В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Аспирант ВОТЛОХИН Ю. З.

**ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИКИ ДВИЖЕНИЯ
И ТЕПЛООБМЕНА ПАДАЮЩЕГО СЛОЯ
ДИСПЕРСНОГО МАТЕРИАЛА В РАЗЛИЧНЫХ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КАНАЛАХ С НАСАДКАМИ**

Специальность 274 — «Теоретические основы теплотехники»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса, 1969 г.

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ М. В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

Аспирант ВОТЛОХИН Ю. З.

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИКИ ДВИЖЕНИЯ
И ТЕПЛООБМЕНА ПАДАЮЩЕГО СЛОЯ
ДИСПЕРСНОГО МАТЕРИАЛА В РАЗЛИЧНЫХ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КАНАЛАХ С НАСАДКАМИ

Специальность 274 — «Теоретические основы теплотехники»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Пересушено 19/87

✓ С. В. 001692



Одесса, 1969 г.

ОНАХТ 07.07.11
Исследование механики



v001692

Работа выполнена в Грозненском нефтяном научно-исследовательском институте.

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор
Геллер З. И.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

Доктор технических наук, профессор Горбис З. Р.

Кандидат технических наук Горлов В. Ф.

Ведущее предприятие: «Гипрогрознефть».

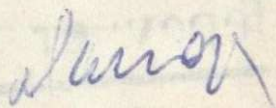
Автореферат разослан „23“ марта 1969 г.

Защита диссертации состоится „25“ апреля 1969 г.
на заседании Совета Одесского технологического института имени
М. В. Ломоносова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы на автореферат просим направлять в двух экземплярах
по адресу: г. Одесса, А-39, ул. Свердлова, 112, Одесский технологи-
ческий институт им. М. В. Ломоносова.

Ученый секретарь Совета ЗАПОРОЖЕЦ Л. А.



В настоящее время широкое развитие получили технологические процессы с применением неподвижных, движущихся или кипящих масс дисперсных материалов (катализатора или теплоносителя) в нефтяной, химической и металлургической промышленности. При этом используются различные виды дисперсных сквозных потоков и в их числе структура неплотного гравитационного (падающего) слоя.

Падающий слой применим для осуществления сушки, нагрева (охлаждения) и грануляции различных дисперсных материалов, термической обработки торфа и угля, восстановления порошковых металлов, получения наполнителей пластмасс и в других процессах. Особое место занимают процессы, требующие обособления падающего слоя от контакта с газовым теплоносителем при предъявлении высоких требований к чистоте дисперсного материала (сушка лекарственных препаратов) или по другим технологическим причинам, в частности, при использовании падающего слоя теплоносителя для подвода тепла в реакционные аппараты с кипящим слоем катализатора.

Несмотря на перспективность применения систем с падающим слоем дисперсного материала, особенно при высоких температурах, вопросы механики движения и теплообмена падающего слоя изучены недостаточно.

Настоящая работа посвящена исследованию механики движения, аэродинамики и теплообмена падающего слоя дисперсного теплоносителя в цилиндрических каналах с целью получения данных для расчета схемы подвода тепла в реактор (предназначенный для проведения высокотемпературной эндотермической реакции в кипящем слое катализатора) падающим в трубных пучках дисперсным теплоносителем.

Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, выводов и приложения.

В первой главе приведен краткий обзор литературных данных, связанных с изучением падающего слоя.

Вопросы аэродинамики и теплообмена падающего слоя различных частиц в неограниченном объеме воздуха впервые рассмотрены Д. Н. Ляховским. В работе Х. Джонстона и Р. Пигфорда приведен расчет конвективной и радиационной составляющих теплообмена падающего в цилиндрическом канале слоя и сопоставлены теоретические значения коэффициентов теплоотдачи с экспериментальными данными, полученными на моделях с падающим слоем низкой концентрации ($\mu < 2,0 \text{ кг/м}^3$). В работах З. Р. Горбиса и Ю. Л. Тонконового анализируются аэродинамика и теплообмен падающего слоя графита в цилиндрическом канале в широком температурном интервале. При этом, полагая радиационную составляющую теплообмена незначительной, критериальная обработка экспериментальных данных по теплообмену падающего слоя со стенкой канала выполнена в виде зависимости $Nu_T = f(G/G_n, L/D)$.

Ряд исследований по вопросам механики движения, теплообмена и технологии применения падающего слоя дисперсного материала выполнен сотрудниками Института тепло- и массообмена АН БССР И. Л. Любошицем, С. М. Репринцевой и Н. В. Федорович. Авторами рассмотрен преимущественно радиационный теплообмен в системах с падающим слоем низкой концентрации.

Анализ литературных источников показал, что для получения зависимостей, позволяющих рассчитывать системы подвода тепла падающим слоем теплоносителя (в частности, и в технологические реакторы) и оценивать эффективность работы теплообменных устройств в эксплуатационных условиях, необходимо:

а) исследовать процесс теплообмена падающего слоя теплоносителя со стенкой канала в широком интервале изменения температуры и концентрации слоя, определить кондуктивно-конвективную составляющую теплообмена и радиационную составляющую с учетом экранирования и неравномерности распределения температур в сечении потока;

б) изучить влияние на динамику движения и теплообмен падающего слоя различных насадок, устанавливаемых вплотную к внутренней стенке канала;

в) рассмотреть методы определения средних значений суммарных коэффициентов теплоотдачи из условий нестационарных режимов теплообмена.

Вторая глава посвящена изучению радиационного теплообмена в замкнутой системе с дисперсным теплоносителем.

Процесс теплообмена между стенкой канала и падающим в диатермичной среде дисперсным материалом определяется конвективным теплообменом между стенкой и газовой средой, конвективным теплообменом между газом и движущимися частицами и радиационным теплообменом между стенкой и потоком теплоносителя. Значением контактного теплообмена между частицами и стенкой можно пренебречь ввиду незначительности времени контактирования, малой поверхности контакта и малого удельного давления, действующего на частицу в момент контакта.

Радиационная составляющая теплообмена в дисперсных средах

$$Q_{\text{л}} = \sigma_0 \cdot a_{\text{пр}} \cdot (T_w^4 - T_f^4) \cdot F_p \quad (1)$$

зависит от многих факторов и, в частности, от геометрии и свойств частиц, распределения их в объеме ограничивающей оболочки, характера движения, взаимного лучистого теплообмена между частицами и оболочкой, распределения температур в потоке, рассеяния тепловой энергии и экранирования. При этом сложность расчета, связанная с дискретностью потока теплоносителя, при принятом значении расчетной поверхности теплообмена $F_p = F_1$, сводится к определению приведенной степени черноты системы. Известное соотношение

$$\frac{1}{a_{\text{пр}}} = \varphi_{12} \left(\frac{1}{a} - 1 \right) + \varphi_{21} \left(\frac{1}{a_2} - 1 \right) + 1 \quad (2)$$

применимо для определения $a_{\text{пр}}$ системы — цилиндрический канал, внутри которого находится дисперсный теплоноситель, при условии, что в каждом элементарном цилиндрическом объеме канала высотой $h_0 = d$ расположена одна частица, а экранированием частиц по вертикали можно пренебречь. Увеличение количества частиц в каждом элементарном объеме до двух, трех и далее n в связи с экранированием частиц теплоносителя приводит к изменению взаимной поверхности излучения, значение которой можно представить в виде

$$H_{12} = H_{21} = \delta \cdot F_1. \quad (3)$$

С учетом (3) приведенная степень черноты анализируемой системы

$$\frac{1}{a_{\text{пр}}} = \delta \left(\frac{1}{a} - 1 \right) + \frac{\delta F_1}{F_2} \left(\frac{1}{a_2} - 1 \right) + 1. \quad (4)$$

Сопоставление выражений (2) и (4) показывает, что значения коэффициентов облученности численно равны $\varphi_{12} = \delta$ и $\varphi_{21} = \delta F_1/F_2$.

При экспериментальном определении коэффициента δ последний отражает влияние реально действующих в потоке дисперсного теплоносителя факторов (форма частиц, их движение, неравномерность распределения по сечению, экранирование, рассеяние) на радиационный теплообмен между стенкой цилиндрического канала и теплоносителем.

Исследование радиационного теплообмена падающего слоя и определение зависимости коэффициента δ от различных параметров проводились на вакуумной установке.

Первоначально были изучены элементы механики движения падающего слоя теплоносителя в цилиндрическом канале $D = 25$ мм в условиях вакуума на поворотной модели (рис. 1а), в которой средняя скорость движения и общее время просыпания теплоносителя определялись при помощи специального электронного оборудования. Измерительный блок содержал два акустических датчика с иглами, введенными радиально в полость канала. При обрыве потока теплоносителя и прекращении ударов частиц об иглу первый датчик включал счетное устройство, а второй, соответственно, выключал. Период прохождения слоем расстояния 1 м фиксировался счетчиком импульсов.

В опытах использовалась узкая фракция кварцевого речного песка ($\text{SiO}_2 > 98\%$) со средним эквивалентным диаметром $d = 0,8$ мм. Разрежение (остаточное давление 2—5 мм рт. ст.) поддерживалось вакуумным насосом.

Характер движения падающих частиц теплоносителя определяется условиями истечения через отверстие диафрагмы, распределением частиц по сечению канала и изменением их траектории при столкновениях. В опытах наблюдалось увеличение времени пребывания частиц при уменьшении массовой скорости теплоносителя, что объясняется искривлением их траектории при истечении из отверстия и ударах между собой и о стенку трубы. С увеличением массовой скорости потока возрастает стесненность движения (траектории частиц спрямляются), что приводит к уменьшению среднего времени пребывания их в объеме канала.

Проведенные опыты по определению средней скорости движения потока теплоносителя при установке по всей длине

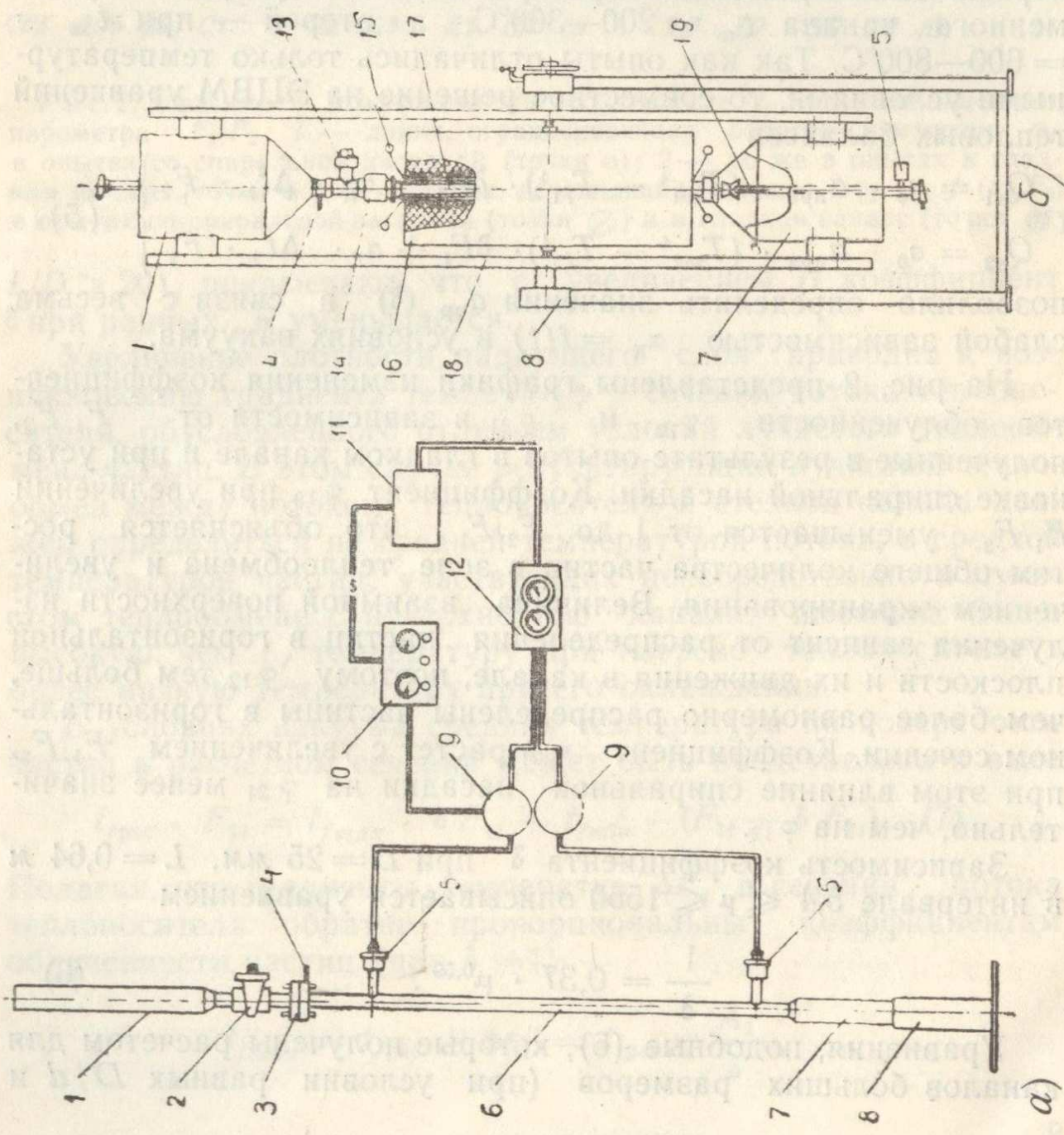


Рис. 1. Экспериментальные модели для изучения механики движения (а) и теплообмена (б) падающего слоя в условиях вакуума: 1 — верхний бункер; 2 — пробковый кран; 3 — фланцевое соединение; 4 — ниппель подключения вакуумного насоса; 5 — акустический датчик; 6 — измерительный участок; 7 — нижний бункер; 8 — стойка; 9 — усилитель; 10 — блок питания; 11 — выпрямитель; 12 — счетное устройство; 13 — камера установки диафрагм; 14 — сальник; 15 — контактная термопара; 16 — электрическая печь; 17 — теплообменный участок; 18 — поворотная рама; 19 — термомпара с защитным колпачком.

канала спиральной проволочной насадки с шагом 35 мм показали, что такая насадка в условиях вакуума приводит к уменьшению средней скорости слоя. Тормозящее действие спирали обусловлено возникающим вращательным движением частиц в направлении навивки спирали и ударами их о спираль.

Процесс теплообмена падающего слоя теплоносителя в условиях вакуума исследовался на поворотной тепловой модели типа «песочные часы» (рис. 1 б), состоящей из двух бункеров, соединенных теплообменным каналом $D = 25$ мм, помещенным в нагревательную печь.

Согласно принятой методике проведения парных опытов, первый опыт проводился при средней температуре теплообменного канала $t_w = 200-300^\circ\text{C}$, а второй — при $t_w = 600-800^\circ\text{C}$. Так как опыты отличались только температурными условиями, то совместное решение на ЭЦВМ уравнений тепловых балансов

$$\left. \begin{aligned} Q_{s1} &= \sigma_0 \cdot a_{\text{пр1}} \cdot (T_{w1}^4 - T_{f1}^4) \cdot \delta F_1 + \alpha_K \cdot \Delta t_1 \cdot F_2 \\ Q_{s2} &= \sigma_0 \cdot a_{\text{пр2}} \cdot (T_{w2}^4 - T_{f2}^4) \cdot \delta F_1 + \alpha_K \cdot \Delta t_2 \cdot F_2 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

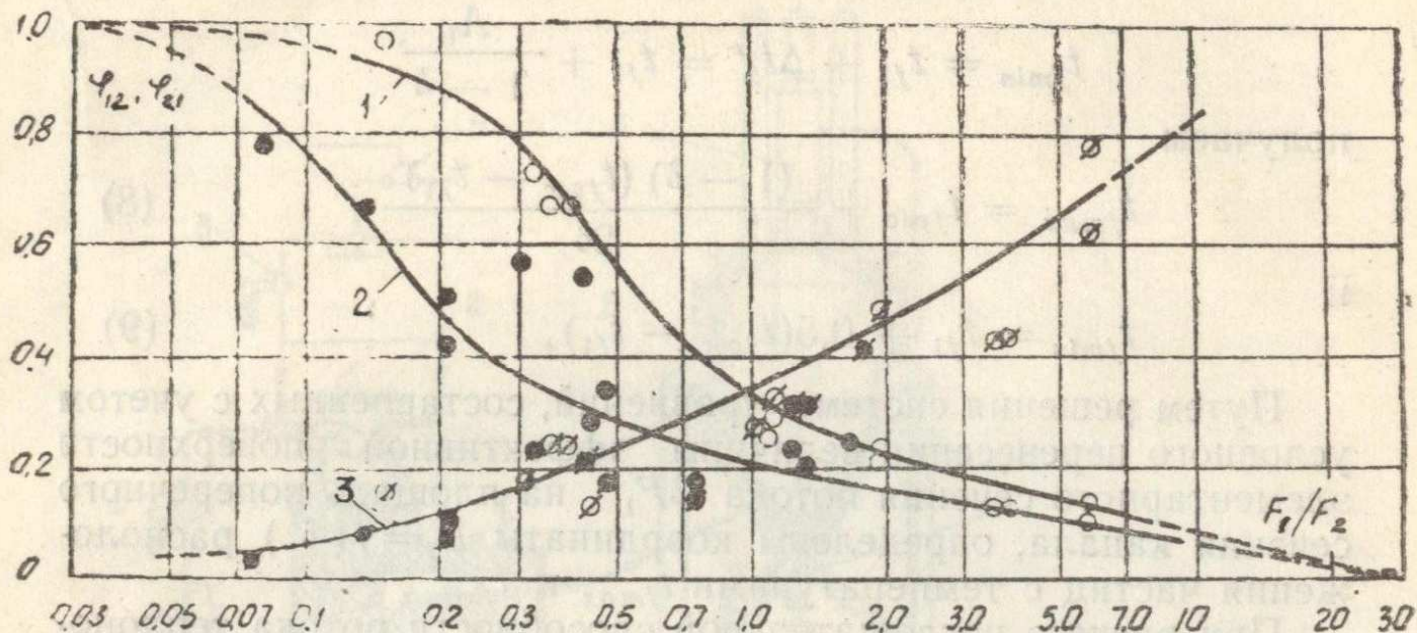
позволило определить значения $a_{\text{пр}}$ (δ) в связи с весьма слабой зависимостью $\alpha_K = f(t)$ в условиях вакуума.

На рис. 2 представлены графики изменения коэффициентов облученности φ_{12} и φ_{21} в зависимости от F_1/F_2 , полученные в результате опытов в гладком канале и при установке спиральной насадки. Коэффициент φ_{12} при увеличении F_1/F_2 уменьшается от 1 до F_2/F_1 , что объясняется ростом общего количества частиц в зоне теплообмена и увеличением экранирования. Величина взаимной поверхности излучения зависит от распределения частиц в горизонтальной плоскости и их движения в канале, поэтому φ_{12} тем больше, чем более равномерно распределены частицы в горизонтальном сечении. Коэффициент φ_{21} растет с увеличением F_1/F_2 , при этом влияние спиральной насадки на φ_{21} менее значительно, чем на φ_{12} .

Зависимость коэффициента δ при $D = 25$ мм, $L = 0,64$ м в интервале $5,4 \leq \mu \leq 1550$ описывается уравнением

$$\frac{1}{\delta} = 0,37 \cdot \mu^{0,59} \quad (6)$$

Уравнения, подобные (6), которые получены расчетом для каналов больших размеров (при условии равных D/d и



Р и с. 2. Зависимость коэффициентов облученности φ_{12} и φ_{21} от изменения параметра F_1/F_2 : 1 — линия, ограничивающая область изменения φ_{12} в опытах со спиральной насадкой (точки o); 2 — то же в опытах в гладком канале (точки ●); 3 — линия, осредняющая данные $\varphi_{21} = f(F_1/F_2)$ в опытах со спиральной насадкой (точки ∅) и в гладком канале (точки ●)

$L/D > 20$), показывают, что с увеличением D коэффициент δ при равных μ уменьшается.

Увеличение плотности падающего слоя приводит к возникновению градиента температур в сечении потока теплоносителя, обусловленного отличием условий лучистого теплообмена частиц. В этом случае результирующий лучистый теплообмен между потоком теплоносителя и стенкой канала должен определяться не средней температурой потока, а средней температурой частиц, участвующих непосредственно в лучистом теплообмене с поверхностью канала, имеющих более высокую, чем t_f температуру при нагреве теплоносителя и более низкую температуру при его охлаждении.

В условиях вакуума средняя температура по поверхности частиц в расчетном сечении может быть представлена в виде

$$t_{f\text{pac}} \cdot F_{1i} = t_{f\text{max}} \cdot \delta F_{1i} + t_{f\text{min}} \cdot (F_{1i} - \delta F_{1i}). \quad (7)$$

Полагая, что градиенты температур $\Delta t'_i$ в сечении потока теплоносителя обратно пропорциональны коэффициентам облученности частиц (при $\delta \neq 1$),

$$t_{f\text{max}} = t_{f\text{pac}} + \Delta t'_1 = t_{f\text{pac}} + \frac{A_1}{\delta},$$

$$t_{fmin} = t_{f1} + \Delta t_2' = t_{f1} + \frac{A_1}{1 - \delta}$$

получаем

$$t_{fmax} = t_{fpac} + \frac{(1 - \delta)(t_{fpac} - t_{f1})}{2\delta} \quad (8)$$

и

$$t_{fmin} = t_{f1} + 0,5(t_{fpac} - t_{f1}). \quad (9)$$

Путем решения системы уравнений, составленных с учетом условного перенесения величины эффективной поверхности элементарного сечения потока δF_1 на площадь поперечного сечения канала, определены координаты $D_i = f(\delta)$ расположения частиц с температурами t_{fmax} и t_{fmin} .

При расчете поглощательной способности потока теплоносителя по закону Бугера—Бера

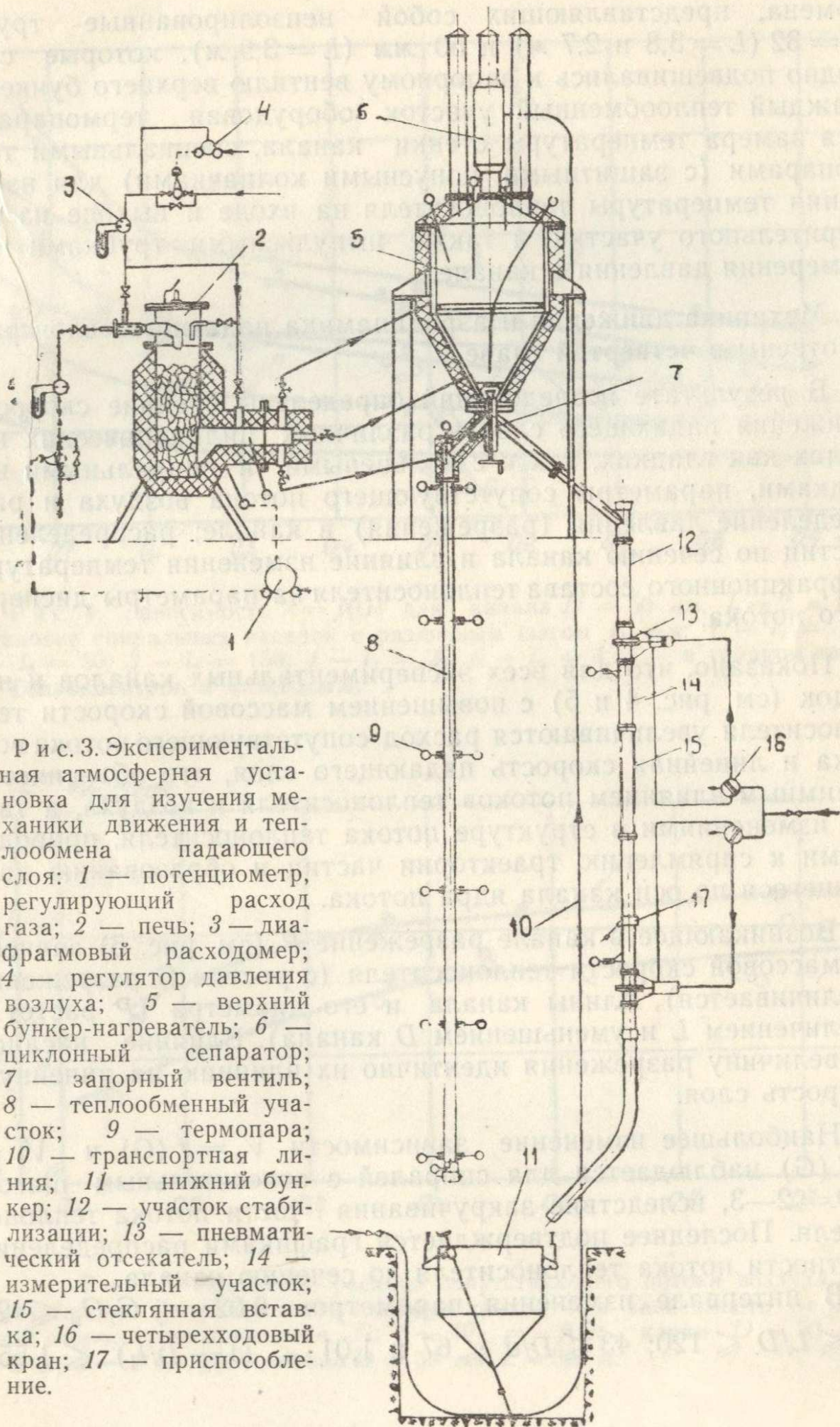
$$a_1 = a[1 - \exp(-k \cdot \mu \cdot f)] \quad (10)$$

показано, что экспериментальные значения коэффициента ослабления k для опытов с гладким каналом при $d = 0,8$ мм могут быть приняты постоянными ($k = 0,0033$ м) в интервале изменения концентрации потока теплоносителя $4 < \mu < 100$ кг/м³. Для условий опытов со спиралью $k = f(\mu)$.

Описание экспериментальной установки с моделями открытого (атмосферного) типа приведено в третьей главе.

Опыты по изучению механики движения и теплообмена падающего слоя проводились на установке (рис. 3), состоящей из трех основных узлов: транспорта теплоносителя (нижний бункер, пневмоподъемник и циклонный сепаратор), нагрева теплоносителя (верхний бункер и печь беспламенного горения) и измерительного, выполненного в нескольких вариантах.

Механика движения и аэродинамика падающего слоя исследовались на измерительных участках $D = 32$ и 50 мм, оборудованных: пневматическими отсекателями потока, расположенными на расстоянии $L = 2$ м; приспособлением для определения распределения частиц по сечению канала (наклонный пробоотборник, перемещающийся в радиальном направлении); малым бункером с ротаметром для замера расхода сопутствующего потока воздуха и другими устройствами. Кроме того, часть опытов по определению параметров падающего слоя проводилась на теплообменных измерительных участках, использованных в опытах по исследованию тепло-



Р и с. 3. Экспериментальная атмосферная установка для изучения механики движения и теплообмена падающего слоя: 1 — потенциометр, регулирующий расход газа; 2 — печь; 3 — диафрагмовый расходомер; 4 — регулятор давления воздуха; 5 — верхний бункер-нагреватель; 6 — циклонный сепаратор; 7 — запорный вентиль; 8 — теплообменный участок; 9 — термопара; 10 — транспортная линия; 11 — нижний бункер; 12 — участок стабилизации; 13 — пневматический отсекающий; 14 — измерительный участок; 15 — стеклянная вставка; 16 — четырехходовый кран; 17 — приспособление.

обмена, представляющих собой неизолированные трубы $D = 32$ ($L = 3,8$ и $2,7$ м) и 50 мм ($L = 3,9$ м), которые свободно подвешивались к запорному вентилю верхнего бункера. Каждый теплообменный участок оборудован термомпарами для замера температуры стенки канала, специальными термомпарами (с защитными конусными колпачками) для измерения температуры теплоносителя на входе и выходе из измерительного участка, а также импульсными трубками для измерения давления в канале.

Механика движения и аэродинамика падающего слоя рассмотрены в четвертой главе.

В результате исследований определены средние скорости движения падающего слоя в различных цилиндрических каналах как гладких, так и с кольцевыми и спиральными насадками, параметры сопутствующего потока воздуха и распределение давления (разрежения) в канале; распределение частиц по сечению канала и влияние изменения температуры и фракционного состава теплоносителя на параметры дисперсного потока.

Показано, что для всех экспериментальных каналов и насадок (см. рис. 4 и 5) с повышением массовой скорости теплоносителя увеличиваются расход сопутствующего потока воздуха и линейная скорость падающего слоя, что объясняется взаимным влиянием потоков теплоносителя и воздуха, а также изменениями в структуре потока теплоносителя, приводящими к спрямлению траектории частиц и образованию движущегося по оси канала ядра потока.

Возникающее в канале разрежение P (см. рис. 5) зависит от массовой скорости теплоносителя (с ростом G разрежение увеличивается), длины канала и его диаметра (P растет с увеличением L и уменьшением D канала). Влияние насадок на величину разрежения идентично их влиянию на линейную скорость слоя.

Наибольшее изменение зависимости $V_T = f(G)$ и $V_r = f(G)$ наблюдается для спиралей с относительным шагом $l_i/D = 2-3$, вследствие закручивания части потока теплоносителя. Последнее подтверждается графиками распределения плотности потока теплоносителя по сечению канала.

В интервале изменения параметров $0,02 \leq G/G_H \leq 2$; $52 \leq L/D \leq 120$; $43 \leq D/d \leq 67$ и $1,01 \leq (1 + D/l_1) \leq 1,55$

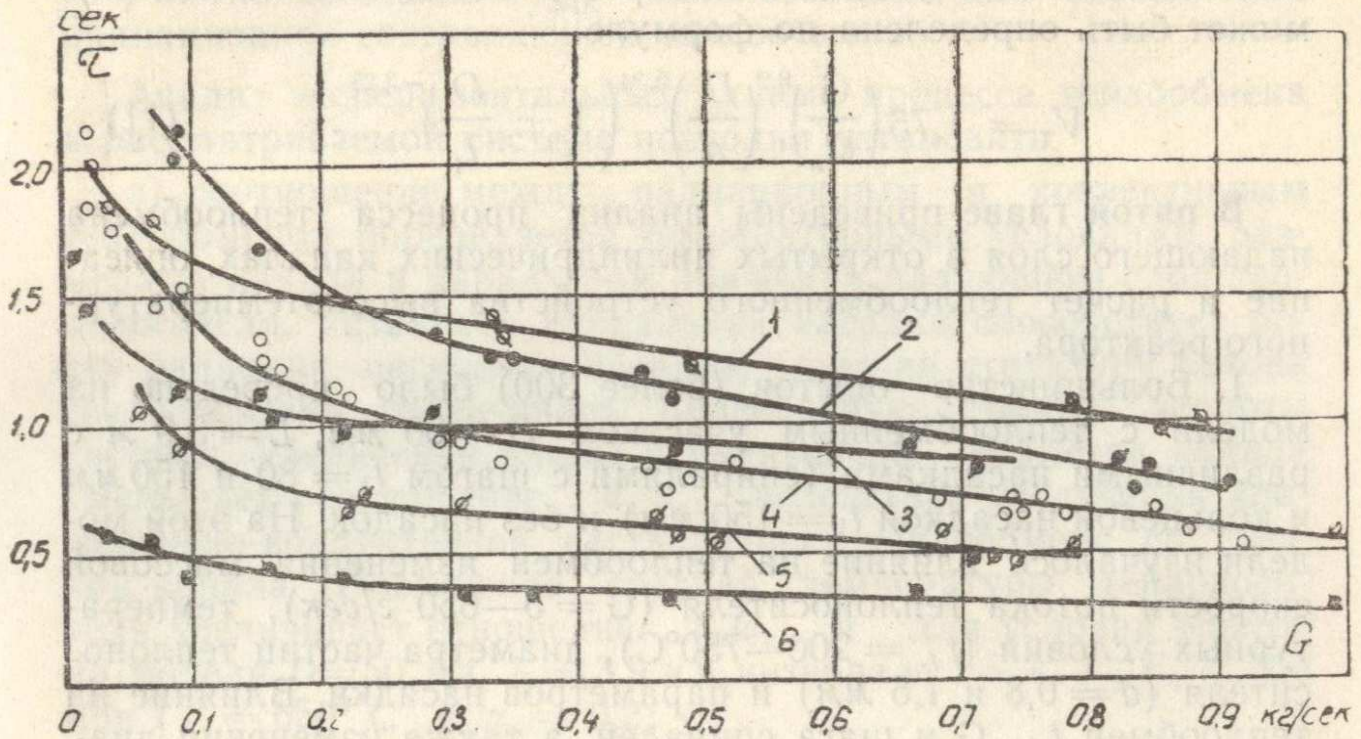


Рис. 4. Зависимость $\tau = f(G)$ для канала $D = 50$ мм, $L = 2$ м при установке спиральных насадок с различным шагом l_1 , мм: 1 — $l_1 = 90$; 2 — $l_1 = 50$; 3 — $l_1 = 150$; 4 — $l_1 = 20$; 5 — $l_1 = 4$; 6 — в гладком канале. Теплоноситель $d = 0,75$ мм.

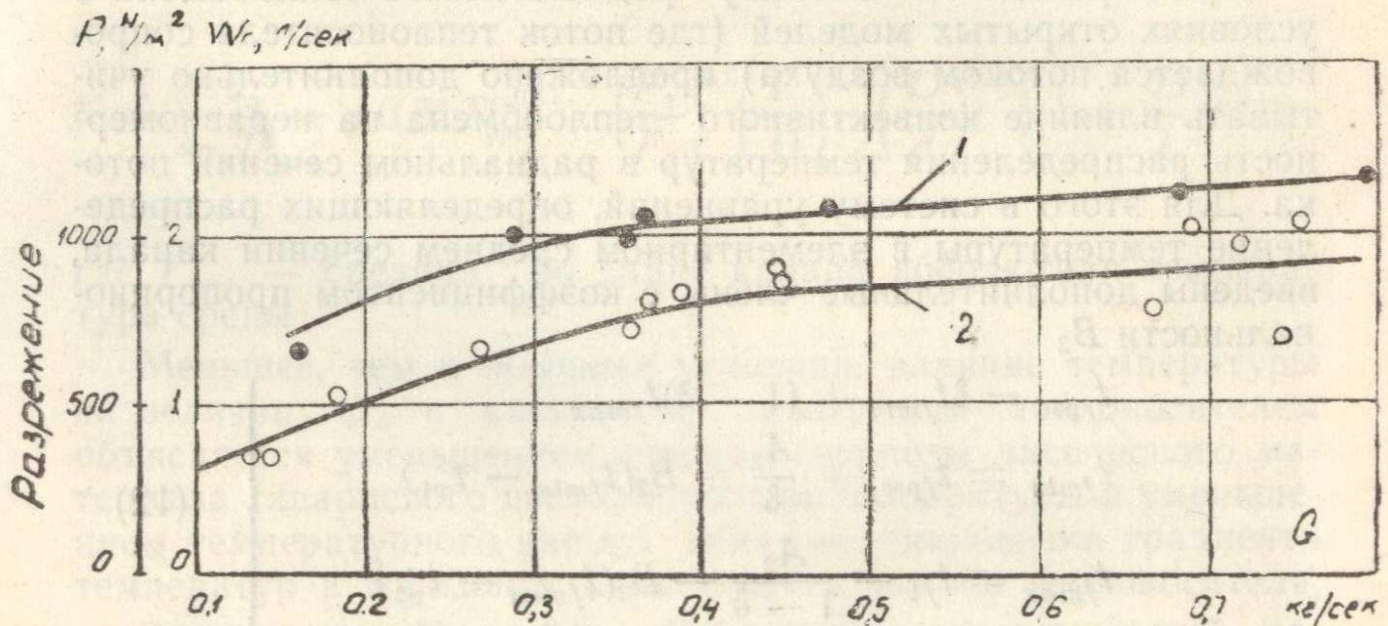


Рис. 5. Изменение расхода сопутствующего потока воздуха W_{Γ} и разрежения в верхней части гладкого канала P в зависимости от массовой скорости теплоносителя G : 1 — $W_{\Gamma} = f(G)$, канал $D = 50$ мм, $L = 2$ м; 2 — $P = f(G)$, канал $D = 50$ мм, $L = 3,9$ м.

с точностью $\pm 12\%$ средняя скорость потока теплоносителя может быть определена по формуле

$$V_T = 1,75 \left(\frac{G}{G_H} \right)^{0,2} \left(\frac{D}{d} \right)^{0,34} \left(1 + \frac{D}{l_1} \right)^{-3,25} \quad (11)$$

В пятой главе приведены анализ процесса теплообмена падающего слоя в открытых цилиндрических каналах, описание и расчет теплообменного устройства высокотемпературного реактора.

1. Большинство опытов (более 300) было проведено на модели с теплообменным участком $D = 50$ мм, $L = 3,9$ м с различными насадками (спиралями с шагом $l_1 = 80$ и 150 мм и кольцевой насадкой $l_1 = 150$ мм) и без насадок. На этой модели изучалось влияние на теплообмен изменения массовой скорости потока теплоносителя ($G = 5-650$ г/сек), температурных условий ($t_f = 200-750^\circ\text{C}$), диаметра частиц теплоносителя ($d = 0,8$ и $1,5$ мм) и параметров насадки. Влияние на теплообмен t_f , G и шага спиралей, а также изменения диаметра и длины теплообменного участка, кроме того, изучалось на моделях $D = 32$ мм, $L = 2,7$ и $3,8$ м. Опыты проводились по единой методике, предусматривающей замер и определение величин, необходимых для составления уравнения теплового баланса.

При переходе к анализу радиационного теплообмена в условиях открытых моделей (где поток теплоносителя сопровождается потоком воздуха) предложено дополнительно учитывать влияние конвективного теплообмена на неравномерность распределения температур в радиальном сечении потока. Для этого в систему уравнений, определяющих распределение температуры в элементарном среднем сечении канала, введены дополнительные члены с коэффициентом пропорциональности B_2

$$\left. \begin{aligned} t_{f\text{pac}} &= \delta t_{f\text{min}} + (1 - \delta) t_{f\text{max}} \\ t_{f\text{min}} &= t_{f\text{pac}} - \frac{A_2}{\delta} - B_2(t_{f\text{min}} - t_{v1}) \\ t_{f\text{max}} &= t_{f1} - \frac{A_2}{1 - \delta} - B_2(t_{f\text{max}} - t_{v2}) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

В результате решения системы (12) при известном коэффициенте A_2 , определяемом с учетом $A_1 = f(\varphi_{21})$, находили значения $t_{f\text{max}}$ и $t_{f\text{min}}$, характеризующие распределение температуры теплоносителя в среднем сечении теплообменно-

го участка. Значения t_{fmin} использованы для определения радиационной составляющей теплообмена.

Анализ экспериментальных данных процесса теплообмена в рассматриваемой системе позволил установить:

а) соотношение между радиационным и конвективным теплообменом определяется температурными условиями, размерами канала и характером движения падающего слоя теплоносителя. Установка спиральной насадки способствует росту радиации, поскольку насадка, улучшая структуру потока теплоносителя, увеличивает приведенную степень черноты системы. Увеличение длины и уменьшение диаметра канала уменьшает соотношение $\alpha_{л}/\alpha_{к}$ вследствие увеличения конвективно-кондуктивной составляющей теплообмена со стенкой канала. Повышение средней температуры теплоносителя увеличивает отношение $\alpha_{л}/\alpha_{к}$, и для условий опытов на модели $D=50$ мм, $L=3,9$ м в интервале $1,5 \leq F_1/F_2 \leq 2,0$ при $t_f = 650^\circ \text{C}$ $\alpha_{л}/\alpha_{к} = 0,2$;

б) радиационный теплообмен. Зависимость критерия радиационного теплообмена $N_{л}$ по данным экспериментов на вакуумной и открытых моделях в пределах изменения $0,08 \leq F_1/F_2 \leq 6,6$; $373 \leq T_{рас} \leq 1100^\circ \text{K}$; $25 \leq L/D \leq 120$; $32 \leq D/d \leq 67$ и $1,01 \leq (1 + D/l_1) \leq 1,33$ с ошибкой не более $\pm 7,7\%$ описывается выражением

$$N_{л} = \frac{\alpha_{л}}{4\sigma_0 T_{рас}^3} = 0,51 T_{рас}^{-0,57} \cdot \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^{0,5} \left(\frac{L}{D}\right)^{0,21} \left(\frac{D}{d}\right)^{0,28} \left(1 + \frac{D}{l_1}\right) \quad (13)$$

где $T_{рас}$ — средняя по длине канала абсолютная температура среды.

Меньшее, чем в обычных условиях, влияние температуры на величину $Q_{л}$ в системе с дисперсным теплоносителем объясняется уменьшением степени черноты дисперсного материала (кварцевого песка) с ростом температуры и уменьшением температурного напора ввиду возникновения градиента температур в горизонтальном сечении потока теплоносителя.

Зависимость $N_{л} = f(1 + D/l_1)$ носит экстремальный характер: критерий $N_{л}$ увеличивается в интервале изменения параметра $(1 + D/l_1)$ от 1,01 до 1,33, а затем уменьшается при увеличении относительного шага спирали D/l_1 . Поэтому выбран интервал изменения параметра $(1 + D/l_1)$, включающий

область максимальных значений радиационного теплообмена в исследованных каналах.

Анализ процесса радиационного теплообмена между падающим слоем теплоносителя и стенкой канала позволяет сделать вывод, что поскольку в условиях падающего слоя увеличение концентрации потока приводит к возрастанию приведенной степени черноты системы, то максимум радиационного теплообмена в анализируемой системе лежит в области наибольших концентраций потока, при которых сохраняется структура падающего слоя. Дальнейшее увеличение μ , при котором наступает переходный (возможно, поршневой) режим движения и далее плотный слой, приводит к уменьшению радиационного теплообмена за счет возрастания экранирования частиц друг другом и увеличения градиента температур в горизонтальном сечении потока;

в) кондуктивно-конвективный теплообмен. Конвективный теплообмен между падающим слоем теплоносителя и стенкой канала определяется теплообменом частиц теплоносителя с газовой средой, в свою очередь обменивающейся теплом со стенкой канала, и зависит от геометрических размеров канала и насадки (влияющих на параметры и теплообмен потока воздуха), а также от массовой скорости, размеров и физических свойств теплоносителя. Изменение расхода сопутствующего потока теплоносителя воздуха в исследованных пределах (от максимального значения до нуля) не позволяет для критериальной обработки конвективного теплообмена воспользоваться уравнением конвективного теплообмена прямоточной газозвеси со стенкой канала.

Расчетные данные по кондуктивно-конвективному теплообмену в рассматриваемой системе в интервале $0,13 \leq F_1/F_2 \leq 6,6$; $100 \leq t_f \leq 800^\circ\text{C}$; $78 \leq L/D \leq 120$; $43 \leq D/d \leq 67$; $1,01 \leq (1 + D/l_1) \leq 1,33$ и отношении $c_T \rho_T / c_r \rho_r$, принятых при нормальных условиях, аппроксимируется со средним отклонением $\pm 10,2\%$ уравнением

$$\frac{Nu}{Nu_r} = 1 + 0,00092 \frac{c_T \rho_T}{c_r \rho_r} \cdot \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^{0,68} \left(\frac{L}{D}\right)^{0,1} \left(\frac{D}{d}\right)^{0,5} \left(1 + \frac{D}{l_1}\right) \quad (14)$$

Поскольку принятая нами критериальная обработка применена как для опытов без насадок в канале (при известных средних линейных скоростях твердой и газовой фаз), так и для опытов со спиральными насадками (когда определение

относительной скорости движения частиц затруднительно), то значения критерия Nu_r , характеризующего конвективный теплообмен между частицами и газовой средой, находились по известной формуле

$$Nu_r = 2 + 0,16 \left(\frac{V_r \cdot d}{\nu_v} \right)^{0,67}, \quad (15)$$

где V_r — средняя по высоте канала линейная скорость потока теплоносителя.

Опытные значения критерия эффективного кондуктивно-конвективного теплообмена между потоком теплоносителя и стенкой канала

$$Nu = \frac{\alpha_k \cdot D}{\lambda_{rw}} \quad (16)$$

рассчитаны с учетом теплопроводности пограничного слоя воздуха при средней температуре внутренней поверхности канала t_w . Расчет критериев Nu_r и Nu при различных определяющих температурах t_v и t_w позволяет в критериальной зависимости (14) учитывать влияние направления теплового потока.

Из выражения (14) следует, что конвективный теплообмен падающего слоя со стенкой канала увеличивается с ростом массовой скорости и времени пребывания теплоносителя, а также при уменьшении размеров частиц и диаметра канала. Влияние указанных параметров на конвективный теплообмен определяется в первом случае относительным увеличением количества частиц в потоке теплоносителя, а во втором — интенсификацией теплопереноса в радиальном направлении;

г) сложный теплообмен. Идентичный характер зависимости (в условиях экспериментов на открытых моделях) коэффициентов $\alpha_s = f(t)$ и $\lambda_r = f(t)$ позволяет в пределах изменения параметров $0,13 \leq F_1/F_2 \leq 6,6$; $100 \leq t_f \leq 800^\circ\text{C}$; $78 \leq L/D \leq 120$; $43 \leq D/d \leq 67$; $1,01 \leq (1 + D/l_1) \leq 1,33$ представить (со средним отклонением $\pm 12\%$) критериальное уравнение сложного теплообмена падающего слоя со стенкой канала в виде

$$Nu_s = \frac{\alpha_s \cdot D}{\lambda_{rw}} = 9,8 \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^{0,69} \left(\frac{L}{D} \right)^{0,2} \left(\frac{D}{d} \right)^{0,35}. \quad (17)$$

Влияние параметра $(1 + D/l_1)$ в выражении (17) учитывается отношением $F_1/F_2 = f(1 + D/l_1)$.

2. На основе обобщенных зависимостей аэродинамики и теплообмена падающего слоя выполнен расчет теплообмен-

ного устройства для подвода тепла падающим слоем теплоносителя в высокотемпературный реактор с кипящим слоем катализатора.

В шестой главе рассматриваются способ определения среднего значения суммарного коэффициента теплоотдачи из условий протекания нестационарного (переходного) режима теплообмена и метод оценки эффективности работы теплообменного устройства с падающим слоем теплоносителя в условиях эксплуатации.

1. Необходимость иметь большое количество дисперсного теплоносителя и значительную мощность транспортирующих устройств для обеспечения стационарных условий при проведении тепловых опытов создает определенные трудности конструирования и эксплуатации пилотных установок. Сокращения времени экспериментирования и упрощения конструкции моделирующих установок можно достигнуть при применении для исследования теплообмена методов нестационарных режимов.

В основе предлагаемого графо-аналитического способа определения среднего значения суммарного коэффициента теплоотдачи лежит допущение о возможной экстраполяции данных переходного режима в область стационарного теплообмена. Экстраполирование заключается в определении методом наименьших квадратов по данным записи изменения температуры той или иной среды во времени в условиях переходного от регулярного режима к стационарному теплообмену уравнения

$$t_{\tau_{\text{рас}}} = t_{\text{н.рас}} + \delta t_{\tau}, \quad (18)$$

позволяющего найти значение температуры среды $t_{\text{ст. рас}}$, соответствующее стационарному режиму теплообмена при $\tau_{\text{рас}} \rightarrow \infty$. В этом уравнении в качестве расчетной начальной температуры среды при $\tau_{\text{рас}} = 0$ принимается температура в конце регулярного режима, определяемая графически построением в полулогарифмической системе координат значений $t_i = f(\tau)$.

Поскольку нестационарность теплового режима, при прочих равных условиях, связана с процессом нагрева или охлаждения твердого тела (в нашем случае — теплообменного участка), то в рассматриваемом переходном режиме уравнение изменения температуры среды во времени $\delta t_i = f(\tau)$ принято подобным уравнению, описывающему изменение тем-

пературы твердого тела в нестационарных условиях теплопроводности

$$\delta t_{\tau} = \delta t_m \cdot \exp(-n/\tau) + C. \quad (19)$$

Анализ уравнения (19) показывает, что с увеличением τ значение δt_{τ} асимптотически приближается к предельному значению $\delta t_m = t_{\text{ст.рас}} - t_{\text{н.рас}}$, характеризующему стационарный теплообмен.

Совместное решение уравнений (18) и (19) позволяет определить совокупность параметров, характеризующих расчетный стационарный режим теплообмена.

Применение экстраполяционного способа рассмотрено на примерах расчетов для опытов, проведенных как в условиях стационарного, так и нестационарного режимов теплообмена на тепловых моделях с падающим слоем теплоносителя. Сравнение расчетных значений t_{f2} и t_w с опытными значениями этих температур при стационарном режиме теплообмена показало, что относительная ошибка расчетного определения температур не превышает 1,5% для t_{f2} и 7% для t_w и тем меньше, чем меньше изменение температуры во времени и чем ближе к стационарному режиму теплообмена лежат расчетные значения температур. Увеличенное значение относительной ошибки при определении t_w по сравнению с t_{f2} объясняется неточностями, вносимыми осреднением температур t_{wi} .

2. Падающий слой дисперсного материала в рассматриваемой реакционной системе играет роль промежуточного теплоносителя, подводящего в реактор с кипящим слоем дополнительное количество тепла. В теплотехническом отношении реактор характеризуется той тепловой мощностью, которую дисперсный теплоноситель может передать кипящему слою. Но определение только тепловой мощности аппарата путем снятия его теплового баланса не позволяет произвести анализ процесса теплообмена для каждого из теплообмениваемых потоков и оценить, достигнуты ли расчетные коэффициенты теплоотдачи. Использование для этой цели полуэмпирических формул, полученных для каждого из теплообмениваемых потоков в лабораторных условиях на моделях, отличающихся размерами, компоновкой или конструкцией отдельных элементов, может привести к погрешностям.

Определение коэффициентов теплоотдачи по известным методикам связано с трудностями измерения температуры разделяющей перегородки. Поэтому целесообразно примене-

ние методов испытаний промышленных аппаратов, не требующих замера температур разделяющей перегородки Θ . Одним из возможных способов оценки средних (по теплообменной поверхности F) коэффициентов теплоотдачи теплообменивающихся потоков является способ, основанный на совместном решении балансовых уравнений стационарных режимов теплообмена с уравнением, составленным по кривым изменения температур потоков t_{1i} и t_{2i} в переходный период от одного стационарного режима к другому.

Если при проведении испытания теплообменного устройства путем изменения параметров одного из потоков нарушить стационарный режим теплообмена (индекс i_1), то возникнет переходный режим, характеризующийся изменением условий теплообмена обоих потоков во времени, который через некоторый (конечный) промежуток времени переходит в стационарный режим (индекс i_2), отличающийся от исходного. Переход от одного стационарного режима теплообмена к другому связан с изменением теплосодержания разделяющей перегородки $\Delta Q_{ст}$, величина которого определяется графическим интегрированием области, заключенной между кривыми изменения теплосодержания теплообменивающихся потоков в переходном режиме.

Путем решения на ЭЦВМ при известной зависимости $\alpha_i = f(t)$ нескольких систем уравнений

$$\left. \begin{aligned} Q_{11} &= \alpha_{11} F (t_{11} - \Theta_1) \\ Q_{21} &= \alpha_{21} F (\Theta_1 - t_{21}) \\ Q_{12} &= \alpha_{12} F (t_{12} - \Theta_2) \\ Q_{22} &= \alpha_{22} F (\Theta_2 - t_{22}) \\ \Theta_2 - \Theta_1 &= \Delta Q_{ст} / B_{ст} c_{ст} \\ \alpha_{11} &= f(\alpha_{12}) = f(t) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

составленных по данным экспериментов на промышленном аппарате, можно найти ряд значений коэффициентов теплоотдачи и, тем самым, оценить эффективность работы теплообменного устройства реактора в эксплуатационных условиях.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Изучены особенности движения падающего слоя теплоносителя в условиях вакуума как в гладком канале, так и при

установке вплотную к внутренней поверхности канала спиральной насадки. Для определения параметров падающего слоя разработана специальная электронная схема, позволяющая при помощи акустических датчиков регистрировать скорость движения потока теплоносителя.

2. Процесс теплообмена между падающим слоем теплоносителя и стенкой канала в условиях вакуума исследован на поворотной модели типа «песочные часы», обеспечивающей проведение парных опытов, отличающихся только температурными условиями.

Совместным решением балансовых уравнений парных опытов определены значения коэффициентов теплоотдачи и коэффициента δ , учитывающего влияние экранирования и рассеяния в потоке теплоносителя на коэффициенты облученности.

3. На специальной установке, состоящей из нескольких моделей с различными по размерам и назначению измерительными участками, сообщаемыми с атмосферой, изучены механика движения, аэродинамика и теплообмен падающего слоя теплоносителя.

Исследовано влияние на параметры падающего слоя (среднюю линейную скорость потока теплоносителя, разрежение в канале, расход сопутствующего воздуха и распределение частиц по сечению канала) изменения размеров канала и насадок, массовой скорости теплоносителя и температуры среды. Показано, что оптимальными с точки зрения увеличения времени пребывания теплоносителя в канале и расхода сопутствующего воздуха являются спиральные насадки с шагом, равным трем диаметрам канала.

4. Предложена система расчетных уравнений, позволяющих в зависимости от изменения коэффициентов облученности и условий конвективного теплообмена определять распределение температур в среднем сечении потока теплоносителя.

5. В результате обработки экспериментальных данных на ЭЦВМ найдены эмпирические зависимости критериев радиационного N_l , конвективно-кондуктивного N_{lc} и суммарного N_{ls} теплообмена от определяющих параметров $(F_1/F_2, L/D, D/d, (1 + D/l_1))$ и выполнен анализ процесса теплообмена между падающим слоем теплоносителя и стенкой канала.

В рассматриваемой системе теплообмен между падающим слоем теплоносителя и стенкой канала интенсифицируется при увеличении концентрации потока теплоносителя, применении каналов малого диаметра и большой длины, спиральных

насадок с шагом, равным трем диаметрам канала, и мелкого теплоносителя.

6. Предложен экстраполяционный метод определения среднего значения суммарного коэффициента теплоотдачи падающего слоя по данным нестационарного (переходного) режима. Применение экстраполяционного метода позволило (при сокращении времени экспериментирования) найти коэффициенты теплоотдачи падающего слоя, соответствующие стационарным режимам теплообмена с большой массовой скоростью теплоносителя, достичь которые на экспериментальной установке было затруднительно.

7. Рассмотрен метод определения средних значений суммарных коэффициентов теплоотдачи по данным балансовых уравнений смежных стационарных режимов и переходного режима (от одного стационарного режима к другому). На примере реактора с кипящим слоем катализатора показана возможность оценки эффективности работы теплообменного устройства с падающим слоем теплоносителя во время эксплуатации.

8. Результаты анализа механики движения, аэродинамики и теплообмена падающего слоя использованы для расчета теплообменного устройства подвода тепла в реактор с кипящим слоем катализатора.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

G , V — массовая и линейная скорость компонента теплоносителя; G_n — номинальная массовая скорость теплоносителя; μ — истинная весовая концентрация; W — объем газа; c — удельная теплоемкость; ρ — плотность; ν — коэффициент кинематической вязкости; λ — коэффициент теплопроводности; a — степень черноты теплоносителя; a_1 — поглощательная способность потока теплоносителя; a_2 — степень черноты материала стенки; $a_{пр}$ — приведенная степень черноты системы; φ_{12} и φ_{21} — коэффициенты облученности; D , L — внутренний диаметр и длина канала; F_2 — внутренняя поверхность канала; F_1 — полная поверхность потока теплоносителя; l_1 — шаг спирали; d — средний эквивалентный диаметр теплоносителя; f — удельная поверхность теплоносителя; k — коэффициент ослабления луча; τ — время; Q — количество тепла, общий тепловой поток; α — коэффициент теплоотдачи; t , Θ — температуры по стогоградусной

