

Експериментально досліджена інтенсивність тепло- і масообміни в контактному апараті газокрапельного типу з відцентровою форсункою в умовах утилізації теплоти відхідних газів енергетичних агрегатів. Дослідження проведені в діапазоні надлишкового тиску води перед форсункою (0,2–0,6) МПа і об'ємною долею водяної пари парогазової суміші на вході в апарат від 0,08 до 0,35. Встановлено особливості процесів переносу в газокрапельній системі та отримано узагальнюючі залежності для процесів тепло- і масообміни

Ключові слова: контактний утилізатор, відцентрова форсунка, коефіцієнт теплообміну, коефіцієнт масообміну, об'ємна доля водяної пари

Експериментально определена интенсивность тепло- и массоотдачи в контактном аппарате газокрапельного типа с центробежной форсункой в условиях утилизации теплоты отходящих газов энергетических агрегатов. Исследование проведено в диапазоне избыточного давления воды перед форсункой (0,2–0,6) МПа и объемной доли водяного пара парогазовой смеси на входе в аппарат от 0,08 до 0,35. Установлены особенности процессов переноса в газокрапельной системе и получены обобщающие зависимости для коэффициентов тепло- и массоотдачи

Ключевые слова: контактный утилизатор, центробежная форсунка, коэффициент теплообмена, коэффициент массообмена, объемная доля водяного пара

УДК 536.423.4

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.55484

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПАРОГАЗОВОГО ПОТОКА В ФАКЕЛЕ КАПЕЛЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ

М. К. Безродный

Доктор технических наук, профессор,
заместитель заведующего кафедры*

E-mail: m.bezrodny@kpi.ua

А. Ю. Рачинский

Аспирант*

E-mail: artur_rachinskiy@mail.ru

Н. Н. Голяд

Старший преподаватель*

E-mail: goliad.n@mail.ru

П. А. Барабаш

Кандидат технических наук, доцент*

E-mail: barabash_tef@ukr.net

*Кафедра теоретической и промышленной теплотехники
Национальный технический университет Украины
“Киевский политехнический институт”
пр. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

1. Введение

Среди многих проблем в решении задач эффективного использования вторичных энергетических ресурсов одно из важных мест занимает проблема использования теплоты низкотемпературных отходящих газов как энергетических, так и технологических агрегатов и устройств. Общеизвестно, что одним из эффективных направлений решения этой проблемы является применение утилизационных аппаратов контактного типа. При этом наибольшее практическое применение нашли многочисленные конструкции пленочных контактных аппаратов с различными насадками. Наряду с этим в литературе показано, что несомненными преимуществами могут обладать утилизационные контактные аппараты газокрапельного типа [1]. В качестве генератора капель чаще всего используют центробежные форсунки, характеризующиеся высокой эффективностью глубокого распыления жидкости. К числу несомненных преимуществ данного типа форсунок можно отнести простейшую, в сравнении с другими подобными

устройствами, конструктивную схему, а также наличие достаточно обширного литературного материала по исследованию характеристик таких распылителей [2, 3].

Поэтому актуальными являются исследования, направленные на решение задачи экспериментального исследования тепло- и массообменных характеристик в системе «парогазовая смесь – капли жидкости» в ограниченном пространстве от параметров данной двухфазной системы для выбранного типа распылителя жидкости.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Контактные аппараты капельного типа обеспечивают глубокое охлаждение отходящих газов, повышая к.п.д. топливосжигающих устройств за счет конденсации водяных паров, находящихся в их составе. Полученная в контактных аппаратах нагретая вода может быть использована в качестве нижнего источника теплоты в теплонасосных системах теплоснабжения [4].

Газокапельные тепломассообменные системы с испарением жидкости и конденсацией пара на поверхности капель имеют широкий спектр практического применения в различных технологических установках. Так, например, для испарительного охлаждения в оборотных системах водоснабжения широко используются капельные градирни [5]. Смесеобразование топлива и окислителя осуществляется при помощи топочных форсунок [6]. Существует также целый класс распылительных сушилок [7], в которых сушке подвергаются капли различных растворов. Капельные системы используются также в форсуночных кондиционерах [8], в увлажнителях воздуха при его сжатии в компрессорах ГТУ [9], при нанесении различных покрытий в нанотехнологиях [10].

Для газокапельной двухфазной системы в зависимости от практического применения должны быть выбраны свои параметрические условия, которые будут обеспечивать наиболее эффективное протекание основного технологического процесса.

С другой стороны, ключевым моментом создания методики расчета для контактных аппаратов указанного типа является наличие зависимостей для процессов переноса, реализующихся в них. Авторы многих работ, например [11–15], решают подобную задачу путем математического моделирования происходящих там процессов. В состав этих математических моделей кроме соответствующим образом сформулированных уравнений энергии, диффузии, движения для компонентов системы, а также зависимостей для определения размеров капель, входят формулы для коэффициентов переноса применительно к одиночным каплям. Достоверность полученных на основе этих моделей результатов расчетов проверяется тестированием по известным экспериментальным данным, наличие которых крайне ограничено и не относится к поставленной задаче.

Оставляя за пределами этой работы вопрос о положительных и отрицательных аспектах численного исследования аналогичных систем и задач, авторами было принято решение об экспериментальном исследовании задачи об интенсивности процессов переноса в рассматриваемой системе и аппарате. Тем более, что как оказалось, замыкающие зависимости для коэффициентов переноса применительно к одиночной капле, широко применяемые различными авторами для моделирования аналогичных систем и задач, заметно отличаются от опытных данных для ансамбля капель в виде конуса распыливания. В литературе отсутствуют характеристики для системы «влажный газ – жидкокапельный конус распыливания», что определяет актуальность и новизну данного исследования.

3. Цель и задачи исследования

Целью работы является экспериментальное исследование интенсивности процессов переноса в системе «влажный воздух – жидкокапельный конус распыливания» применительно к контактному капельному утилизатору теплоты отходящих газов.

Для достижения поставленной цели были поставлены следующие задачи:

– получить экспериментальные зависимости коэффициентов переноса от парогазовой смеси к системе

капель в виде конуса распыливания в функции режимных параметров работы аппарата и отнесенных к межфазной поверхности раздела фаз;

– сравнить интенсивность теплоотдачи от парогазовой смеси к системе капель в виде конуса распыливания с литературными данными для случая движения одиночной капли в рассматриваемой системе;

– сравнить интенсивность массоотдачи от парогазовой смеси к системе капель в виде конуса распыливания с литературными данными для случая движения одиночной капли в рассматриваемой системе;

– получить обобщающие зависимости для средних коэффициентов тепло- и массоотдачи, пригодные для создания методики расчета подобных контактных аппаратов капельного типа.

4. Экспериментальная установка и методика проведения опытов

Исследования проводились на экспериментальной установке схема, которой приведена на рис. 1. Основными узлами установки являются: узлы подачи воздуха, пара и воды, экспериментальная контактная камера, система измерений.

Газопаровая смесь с определенным паросодержанием моделировалась воздухопаровой смесью, которая готовилась с помощью потока воздуха, создаваемого вентилятором, и потока водяного пара, получаемого в специальном парогенераторе и подводимого к камере смешения через распределительное устройство 1. Для обеспечения равномерного распределения параметров пароводяного потока по сечению канала камеры смешения 2 были установлены две перегородки 3, перфорированные отверстиями. Воздух в рабочий канал подавался вентилятором 4, а расход воздуха регулировался с помощью регулятора частоты 5 и измерялся с использованием трубки Пито-Прандтля 6. Для подогрева воздуха использовался электронагреватель 7. Регулирование и контроль мощности, которая подводилась к электронагревателю, осуществлялись с помощью регулятора напряжения типа РНО-250-10 и ваттметра типа Д-50162 соответственно.

Водяной пар подавался в камеру смешения из парогенератора 8. С целью предотвращения уноса капельной влаги из парогенератора в его паровом объеме устанавливался сепаратор, а на паровой магистрали – пароперегреватель 9. Расход водяного пара определялся по тепловой мощности нагревателей котла за вычетом тепловых потерь, определенных экспериментально.

В качестве распылителя была выбрана стандартная центробежная форсунка № 26 [3], которая имеет надежную и простую конструктивную схему. Указанный в литературе расход жидкости через такую форсунку (от 28,6 до 52,8 кг/ч) имеет место при использовании ее в области высоких давлений (от 6,5 до 24,5 МПа). При использовании подобной форсунки в данной работе с целью уменьшения затрат энергии на распыление было признано целесообразным снижение давления воды перед форсункой от 0,6 МПа и ниже. Гидравлические характеристики такой форсунки в указанном диапазоне избыточных давлений предварительно были исследованы в работах [16–18].

Вода в контактную камеру 10 подводилась из водопроводной сети через регулирующий вентиль, водяной

фильтр 11, ротаметр 12 и поступала на форсунку 13, с помощью которой распылялась на капли, образующие факел распыла 14 в виде конуса, контактирующего с охлаждаемой паровоздушной смесью. Нагретая вода стекала в камеру сбора горячей воды 15 в нижней части установки.

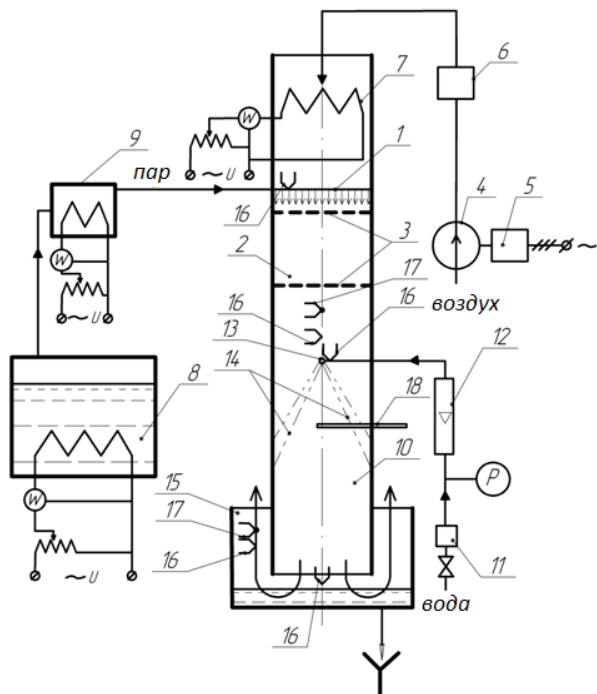


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

- 1 — распределительное устройство, 2 — камера смешения,
- 3 — перегородки, 4 — вентилятор, 5 — регулятор частоты,
- 6 — датчик расхода, 7 — нагреватель воздуха,
- 8 — парогенератор, 9 — пароперегреватель,
- 10 — контактная камера, 11 — водяной фильтр,
- 12 — ротаметр, 13 — форсунка, 14 — факел распыла,
- 15 — сборник воды, 16 — термопары, 17 — «мокрые» термопары, 18 — зонд

Элементы экспериментальной установки, контактирующие с нагретой средой, теплоизолировались. Температура воды в соответствующих точках измерялась с помощью хромель-копелевых термопар. Предварительно термопары были протарированы с помощью термостата и лабораторных термометров ТЛ-4.

Измерение температур сред в различных точках по сечению и высоте рабочего канала производилось с помощью специального зонда, выполненного из тонкостенной фторопластовой трубки диаметром 16 мм, внутри которой размещались электроды термопар. Через отверстия в корпусе контактной камеры зонд устанавливался на заданной высоте и перемещался в направлении радиуса канала. Один конец трубки зонда имел открытый торец, а другой подсоединялся к вытяжному каналу вентилятора для отсоса и измерения параметров парогазовой смеси.

Параметры парогазовой смеси на входе и выходе из контактной камеры определялись с помощью «сухих» 16 и «мокрых» 17 термопар. Показания термопар измерялись прибором типа «Овен» и выводились с помощью адаптера АС-2 на компьютер для регистрации. Результаты измерения температур, приведенные в этой работе,

характеризуются доверительным интервалом, равным не более $\pm 2,5\%$, с достоверной вероятностью 0,9.

Исследование коэффициентов тепло- и массоотдачи проводилось в условиях охлаждения паровоздушной смеси каплями воды при фиксированных значениях давления воды перед форсункой и расхода воздуха при изменении расхода пара, что обеспечивало заданное значение объемной доли водяных паров в парогазовой смеси на входе в рабочий канал. Избыточное давление воды перед форсункой изменялось в диапазоне $P=0,2-0,6$ МПа, а ее температура находилась на уровне $15-22$ °С. Начальная температура паровоздушной смеси задавалась на уровне 105 °С, расход сухого воздуха изменялся от $19,5$ до $45,9$ м³/ч, а объемная доля водяного пара (отношение объемного расхода пара к объемному расходу смеси) на входе в установку изменялась от $0,08$ до $0,35$.

Систематическая погрешность измерений, определяется классом точности приборов и составляла: при измерении температуры от $0,1$ до $1,67\%$; для манометра при измерении избыточного давления воды перед форсункой $0,4\%$; для ротаметра при измерении расхода воды $0,6\%$; для манометра при измерении расхода воздуха с помощью трубки Пито-Прандтля 1% ; для ваттметров $0,5\%$.

Схема организации движения теплоносителей в контактной камере опытного аппарата представлена на рис. 2.

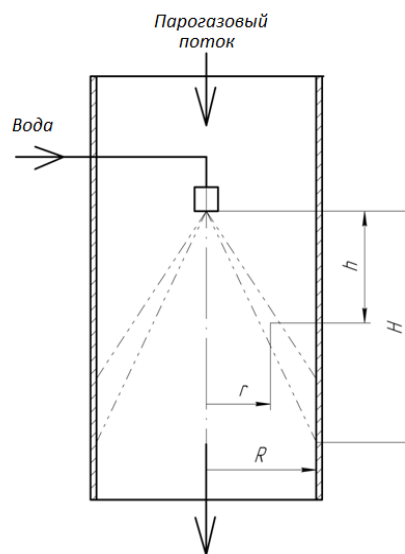


Рис. 2. Схема организации движения теплоносителей в контактной камере опытного аппарата

В опытах величина текущего радиуса контактной камеры r при измерении температур изменялась от 0 до R ($R=150$ мм). Значение текущей высоты конуса распыливания h изменялось в диапазоне $(0-H)$ мм. Высота конуса распыла от среза сопла до стенок камеры H менялась в зависимости от давления воды перед соплом (при $0,6$ МПа $H=167$ мм, при $0,4$ МПа — $175,6$ мм, при $0,2$ МПа — 295 мм).

5. Результаты экспериментальных исследований процессов тепло- и массообмена

Ранее в работах [16, 17] авторами были исследованы гидравлические характеристики опытной форсунки в

принятом диапазоне изменения давлениями воды перед ней. Для этих условий в работе [18], на основе решения уравнения движения для сферической капли применительно к среднему объемно-поверхностному ее диаметру d_{32} , были определены необходимые для расчета коэффициентов переноса величины: длина пробега капли L , скорость ее движения W и межфазная поверхность F .

Расчетные зависимости величины межфазной поверхности конуса распыливания и скорости движения капель в функции от длины их пробега для трех значений давления воды перед форсункой по результатам наших работ [16–18] представлены на рис. 3.

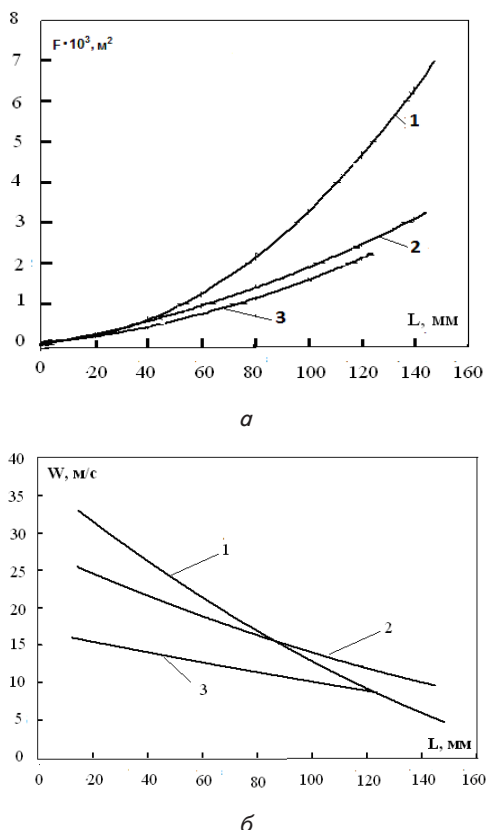


Рис. 3. Зависимость величины: *a* – межфазной поверхности конуса распыливания F , *б* – скорости движения капель W от длины их пробега L при разных давлениях воды перед форсункой (1 – $P=0,6$ МПа; 2 – $P=0,4$ МПа; 3 – $P=0,2$ МПа)

Видно, что графики $F=f(L)$ для всех значений P воды перед форсункой имеют вид квадратичной параболы, которые со значения $L=30$ мм начинают заметно расслаиваться. Наибольшее значение величина F принимает при давлении воды перед форсункой, равном 0,6 МПа, наименьшее – при 0,2 МПа. Как известно [7], величина межфазной поверхности в системе «сплошная газовая фаза – капли жидкости» прямо пропорциональна объемному расходу жидкости через форсунку V , времени пребывания капель в активной зоне реализации процессов переноса τ и обратно пропорциональна величине среднего их диаметра d_{32} , т. е. $F = \frac{6V\tau}{d_{32}}$. Оказалось, что это соотношение для F с ростом величины L при 0,6 МПа заметно превышает соответствующие значения при других P .

На рис. 4 представлены типичные результаты прямого измерения распределения по сечению контактной камеры температур сред (температуры воды и температуры «сухого» термометра газовой смеси). Эти температуры при различных значениях объемной доли ϵ пара в парогазовой смеси измерялись при фиксированных значениях h и изменении при этом g от 0 до R .

Качественно картина распределения температур сред по сечению камеры практически мало чем отличается при изменении объемного содержания пара в газовой смеси в пределах $\epsilon=0,1-0,3$. Отличие заключается лишь в том, что при переходе на более высокое значение величины ϵ (увеличении влагосодержания воздуха на входе в контактную камеру) происходило, в результате реализации процессов переноса в камере, повышение уровня температур сред в камере. Так при последовательном повышении ϵ с величинами 0,1 до 0,2 и затем до 0,3 уровни температур, соответственно, изменялись на оси камеры (при $g=0$) от 40–45 до 50–57 и до 58–66 °С. Одновременно у стенки камеры (при $g=R=150$ мм) соответствующее повышение уровня температур составляло от 42–68 до 53–79 и затем до 62–83 °С.

На графиках распределения температур видно также наличие пяти последовательно расположенных минимумов значений температур, образующих графически своеобразные впадины при пяти фиксированных значениях h от 11 до 190 мм и значениях g от 0 до 150 мм (изменяющихся с шагом 5 мм при каждом из этих фиксированных значений h). По этим узловым точкам камеры смешения и перемещался датчик температуры при зондировании ее распределения. Заметно также, что эти минимумы значений температур растут с ростом h , а сами впадины с ростом h и g становятся шире. Зная характеристики опытной форсунки, исследованные авторами ранее в работе [16], и сопоставив их с полученным распределением температур сред в камере, авторы пришли к выводу, что распределение температур в указанных экстремальных узлах есть не что иное, как распределение температуры капель воды в различных сечениях конуса распыливания. А минимальная температура в этих узлах практически равна температуре капель на оси образующей конуса распыла. Имея ввиду, что плотность орошения на оси образующей конуса распыла в 2,2 раза выше среднеарифметической плотности орошения, приходящейся на весь угол раскрытия факела [16], в дальнейшем было принято, что температура капель на оси образующей факела равна средней температуре нагрева воды при соответствующих координатах $[h; r_1]$. Эта температура и была принята в дальнейших расчетах коэффициентов переноса в качестве средней температуры нагрева воды.

Распределение средних температур «сухого» термометра $t_{ср}^{CP}$ для паровоздушной смеси и капель воды $t_{в}^{min}$ по высоте камеры смешения, характеризующее изменение конвективного потока теплоты, при давлении воды перед форсункой $P=0,6$ МПа, $V=19,5$ м³/час и при различных объемных долях пара ϵ в смеси ($a - \epsilon=0,1$; $b - \epsilon=0,3$) представлено на рис. 5.

Средняя температура «сухого» термометра для парогазовой смеси на определенной высоте камеры, $t_{ср}^{CP}$, рассчитывалась как среднеинтегральная величина по сечению камеры.

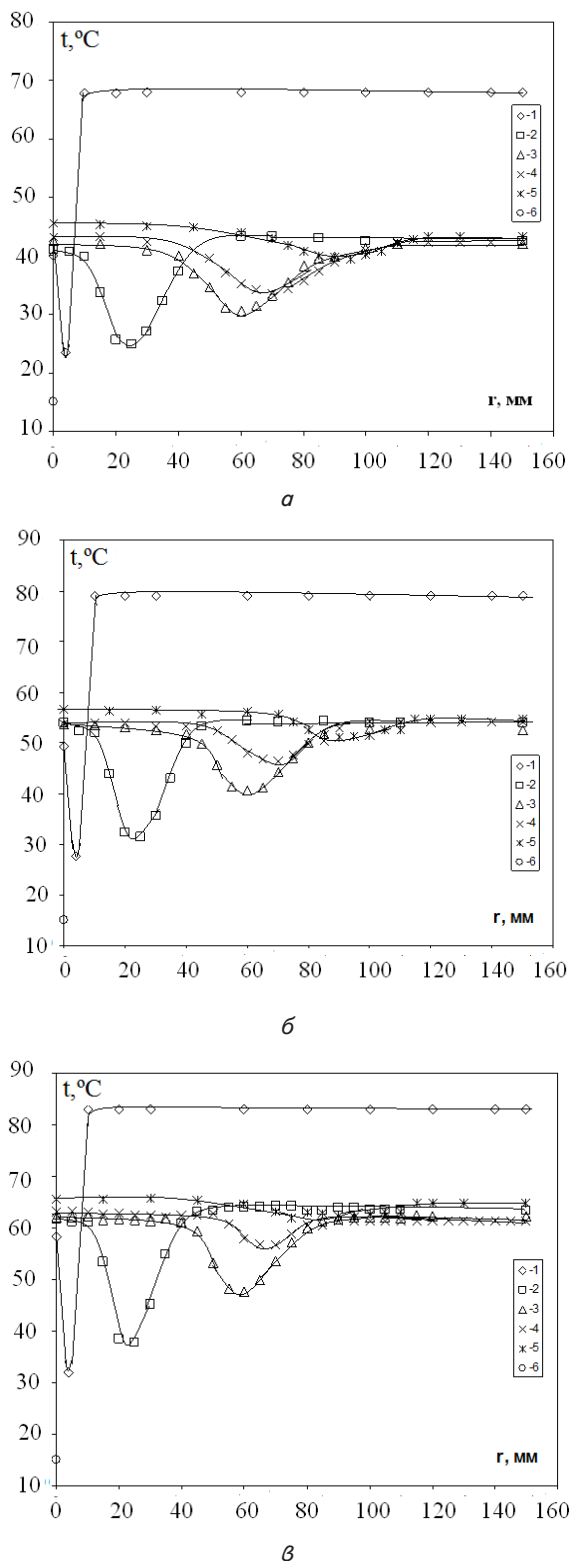


Рис. 4. Распределение температур сред по сечению камеры для $P=0,6$ МПа и $V=19,5$ м³/час при различных объемных долях пара в газовой смеси: а – $\epsilon=0,1$; б – $\epsilon=0,2$; в – $\epsilon=0,3$ и величинах h : 1 – $h=11$ мм; 2 – 40 мм; 3 – 90 мм; 4 – 110 мм; 5 – 190 мм; 6 – температура воды перед форсункой ($h=0$)

Видно, что качественно картина распределения этих температур по высоте камеры с изменением величины ϵ в диапазоне от 0,1 до 0,3 не изменяется. При

всех значениях ϵ в указанном диапазоне его изменения снижение средней температуры газовой смеси практически прекращается на высоте $H=70$ мм (что свидетельствует о весьма интенсивных процессах переноса, происходящих в рассматриваемой системе именно при $H<70$ мм). Начиная с этой высоты, температура смеси с ростом величины H практически остается неизменной. С ростом значения ϵ повышается только уровень средней температуры смеси при $H>70$ мм. Так, при $H=190$ мм и $\epsilon=0,1$ (рис. 5, а) $t_c^{CP} \approx 45$ °С, а при $\epsilon=0,3$ (рис. 5, б) $t_c^{CP} \approx 64$ °С. Температура капель при $H=190$ мм для всех значений ϵ асимптотически приближается к своему пределу, равному температуре «мокрого» термометра для парогазовой смеси.

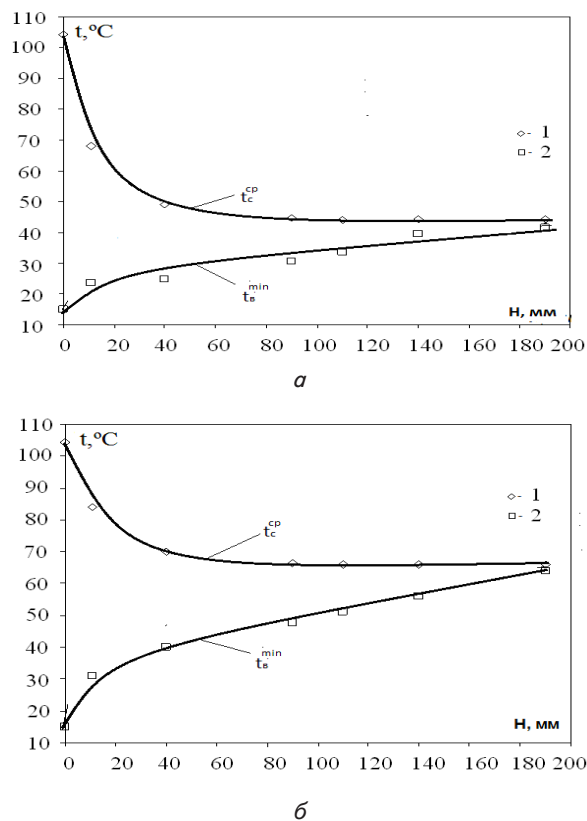


Рис. 5. Распределение средних температур «сухого» термометра для парогазовой смеси и капель воды по высоте камеры смешения при давлении воды перед форсункой $P=0,6$ МПа, $V=19,5$ м³/час и при различных объемных долях пара ϵ в смеси: а – $\epsilon=0,1$; б – $\epsilon=0,3$

При проведении зондирования контактной камеры измерялись также температуры «мокрого» термометра для паровоздушной смеси, позволяющие определять значения влагосодержания в конкретных точках камеры.

На рис. 6 представлено распределение среднего влагосодержания в поперечном сечении камеры по ее высоте, характеризующее поток массы водяного пара при конденсации его из паровоздушной смеси на каплях воды, при давлении воды перед форсункой $P=0,6$ МПа, $V=19,5$ м³/час и при различных объемных долях пара ϵ в смеси (а – $\epsilon=0,1$; б – $\epsilon=0,3$). Среднее влагосодержание в i - том сечении камеры определяется аналогично определению средней температуры «сухого» термометра смеси, о котором упоминалось выше.

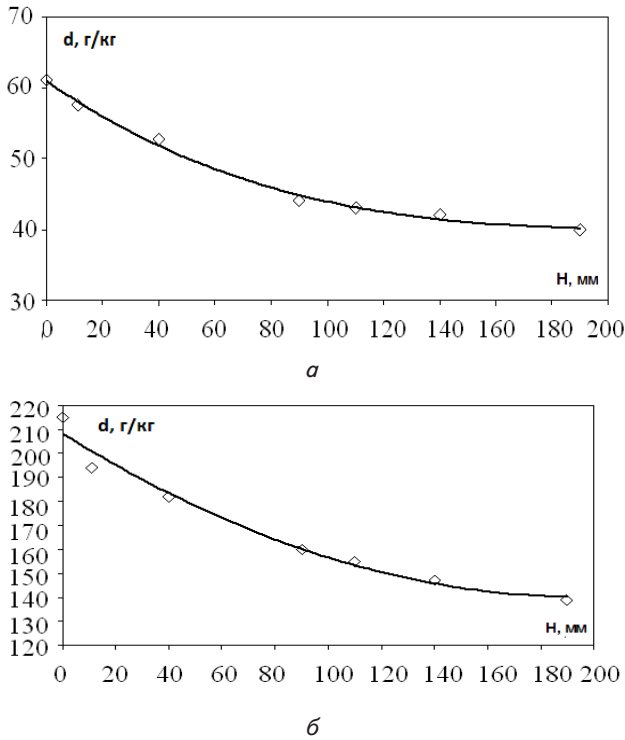


Рис. 6. Распределение среднего влагосодержания в поперечном сечении камеры по ее высоте при давлении воды перед форсункой $P=0,6$ МПа, $V=19,5$ м³/час и при различных объемных долях пара ϵ в смеси: $a - \epsilon=0,1$; $b - \epsilon=0,3$

Видно, что графики распределения среднего влагосодержания по высоте контактной камеры имеют четко выраженный убывающий степенной характер с различными, в зависимости от значения величины ϵ , уровнями значений влагосодержания смеси d .

При обработке экспериментальных данных конвективная составляющая $Q_{\text{конв}}$ общего теплового потока Q определялась как разность двух величин:

$$Q_{\text{конв}} = Q - Q_{\text{конд}} \approx Q - G_{\text{с.возд}}(d_1 - d_2) \cdot \gamma, \quad (1)$$

где $Q_{\text{конд}}$ – конденсационная составляющая общего теплового потока; $G_{\text{с.возд}}$ – массовый расход сухого воздуха на входе в установку; d_1, d_2 – соответственно среднее влагосодержание на входе и выходе рассматриваемого участка; γ – скрытая теплота парообразования.

Величина Q определялась из теплового баланса для воды. Величина γ – по среднему парциальному давлению $P_{\text{п}}$ водяных паров в смеси газа на рассматриваемом участке длины пробега каплей ($P_{\text{п}} = \frac{Vd_{\text{ср}}}{0,622 + d_{\text{ср}}}$). Средний коэффициент конвективной теплоотдачи $\alpha_{\text{к}}$, отнесенный к среднелогарифмическому температурному напору ΔT , на опытных участках (которые последовательно соответствовали длине пробега и межфазной поверхности каплей для h 11, 40, 90 и 110 мм) определялся по зависимости $\alpha_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{конв}}}{F \Delta T}$

(F принималась по рис. 3, a). Указанные значения $\alpha_{\text{к}}$ в функции величин L и W (рис. 3) приведены на рис. 7.

Видно, что с ростом величин L и W значения $\alpha_{\text{к}}$ соответственно уменьшаются и возрастают. Эти обстоя-

тельства логично объясняются, в свою очередь, характером изменений величин F и W в зависимости от изменения L (рис. 3). Заметно также довольно существенное расслоение значений $\alpha_{\text{к}}=f(L)$ при различных режимных параметрах, которое снижается при рассмотрении зависимости $\alpha_{\text{к}}=f(W)$ (соответственно от $\pm 33\%$ до $\pm 22\%$).

При обобщении опытных данных по конвективной теплоотдаче использовались следующие зависимости:

$$Nu = \frac{\alpha_{\text{к}} d_{32}}{c_{\text{м}} \lambda}; \lambda_{\text{см}} = \lambda_{\text{п}}(1 - \epsilon_{\text{г}}) + \lambda_{\text{г}} \epsilon_{\text{г}}; \epsilon_{\text{г}} = \frac{P_{\text{с}} - P_{\text{п}}}{P_{\text{с}}};$$

$$Re = \frac{W d_{32}}{c_{\text{м}} \nu}; \nu_{\text{см}} = \frac{\mu_{\text{с}}}{\rho_{\text{с}}}; \mu_{\text{с}} = \frac{(1 - \epsilon_{\text{г}}) \mu_{\text{п}} + 1,61 \epsilon_{\text{г}} \mu_{\text{г}}}{1 + 0,61 \epsilon_{\text{г}}};$$

$$\rho_{\text{с}} = \rho_0 \frac{273}{T} \left(\frac{B}{760} - 0,378 \frac{P_{\text{п}}}{760} \right); Pr = \frac{\nu_{\text{см}}}{a_{\text{см}}};$$

$$a_{\text{см}} = a_{\text{п}}(1 - \epsilon_{\text{г}}) + \epsilon_{\text{г}} a_{\text{г}}; P_{\text{п}} = \frac{Bd}{0,622 + d}.$$

Здесь Nu – число Нуссельта; $\lambda_{\text{см}}, \lambda_{\text{п}}, \lambda_{\text{г}}$ – соответственно коэффициент теплопроводности паровоздушной смеси, водяного пара и неконденсирующегося газа; $\epsilon_{\text{г}}$ – объемная доля неконденсирующегося газа; $P_{\text{с}}, P_{\text{п}}$ – соответственно общее давление газовой смеси, парциальное давление пара; Re – число Рейнольдса; $\nu_{\text{см}}$ – коэффициент кинематической вязкости смеси газов; $\mu_{\text{с}}, \mu_{\text{п}}, \mu_{\text{г}}$ – соответственно динамический коэффициент вязкости смеси, пара, неконденсирующихся газов; $\rho_{\text{с}}, \rho_0$ – соответственно плотность смеси и воздуха при н.у.; B – барометрическое давление смеси; T – средняя температура смеси на рассматриваемом участке; Pr – число Прандтля; $a_{\text{см}}, a_{\text{п}}, a_{\text{г}}$ – соответственно коэффициент температуропроводности смеси, пара и газа.

Целесообразно отметить, что проведенные авторами опыты по интенсивности процессов переноса характеризуются очень узким диапазоном изменения чисел Pr (отклонение от среднего значения $\pm 8\%$) и $Pr_{\text{г}}$ (практически постоянное, отклонение $\pm 0,8\%$). Поэтому степень чисел Pr и $Pr_{\text{г}}$, предложенная авторами ниже в обобщающих зависимостях, принималась по довольно многочисленным литературным соотношениям [2], в которых изучалось влияние этого параметра на процессы переноса к одиночной капле.

На рис. 8 представлено обобщение экспериментальных данных авторов по теплоотдаче от паровоздушной смеси к каплям жидкости, создающим собственно конус распыливания после форсунки контактного утилизатора.

Видно, что обобщающий график 1 удовлетворительно аппроксимирует (с достоверностью 0,92; максимальное отклонение $\pm 20\%$) опытные точки, полученные при всех исследуемых режимных параметрах работы аппарата.

Здесь же для сравнения приведены графики 2 и 3, характеризующие интенсивность теплоотдачи к отдельно движущейся капле воды и построенные применительно к режимным параметрам наших опытов. График 2 построен по зависимости Брукнера – Маттика [19], которая из большого числа корреляций для коэффициента теплоотдачи к отдельной капле [2], дает самое большое его значение.

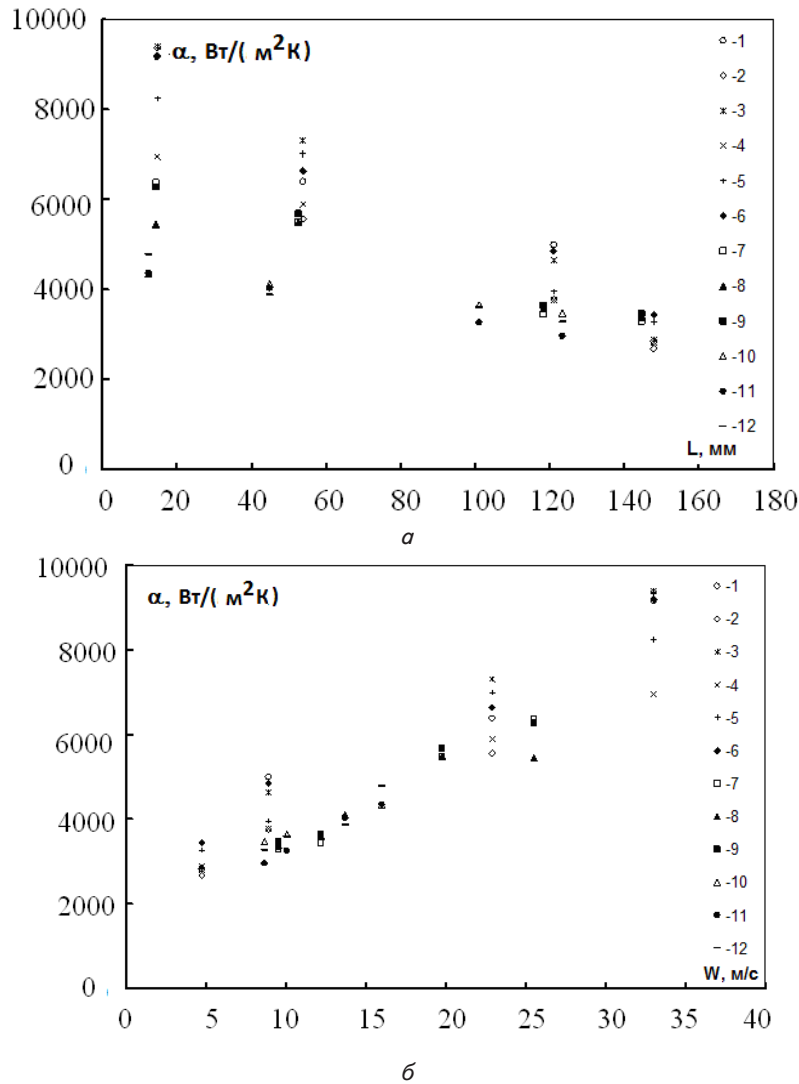


Рис. 7. Средние коэффициенты конвективной теплоотдачи от парогазовой смеси к факелу капель: a – в зависимости от длины пути пробега капель, b – от скорости движения капель на выходе с соответствующего участка:
 1, 2, 3 – $P=0,6$ МПа, $V=19,5$ м³/час (1 – $\epsilon=0,1$; 2 – 0,2; 3 – 0,3); 4, 5, 6 – $P=0,6$ МПа; $\epsilon = 0,15$ (4 – $V=20,08$ м³/ час; 5 – 26,9; 6 – 45,9); 7, 8, 9 – $P=0,4$ МПа; $V=19,7$ м³/ час (7 – $\epsilon=0,08$; 8 – 0,18; 9 – 0,25); 10, 11, 12 – $P=0,2$ МПа; $V=19,5$ м³/ час (10 – $\epsilon=0,12$; 11 – 0,22; 12 – 0,35)

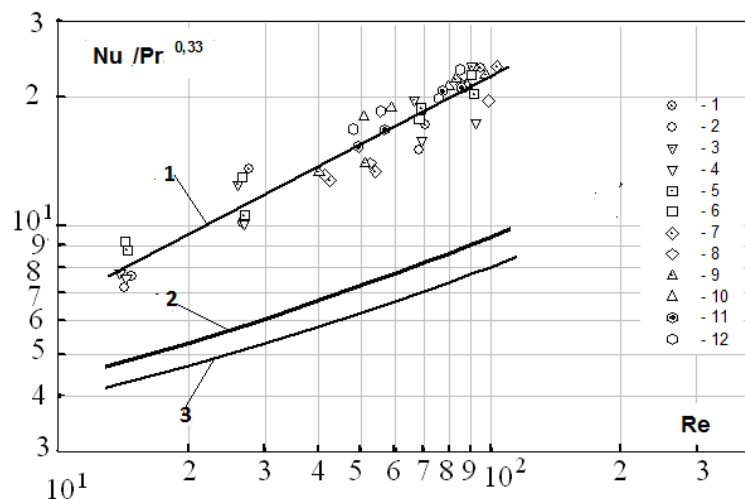


Рис. 8. Обобщение наших экспериментальных данных (график 1) по теплоотдаче: график 2 – расчет по [19]; график 3 – расчет по [20]. Обозначения маркеров точек – рис. 7

График 3 построен по соотношению Рэнца – Маршалла [20], которое, пожалуй, чаще других используется в работах по исследованию коэффициентов передачи в аналогичных системах, например [12, 21], при создании математических моделей.

Видно также, что интенсивность теплоотдачи от парогазовой смеси к совокупности каплей в виде конуса распыливания заметно превышает ее значения в случае движения единичной капли. Этот факт, по мнению авторов, объясняется дополнительным, по сравнению с одиночной каплей, турбулизирующим воздействием на пограничный слой вокруг отдельной капли, движущейся в ансамбле примыкающих к ней каплей.

Таким образом, обобщающее уравнение для среднего коэффициента теплоотдачи от парогазовой смеси к ансамблю каплей воды (конусу распыливания) имеет вид:

$$Nu = 1,97Re^{0,53} Pr^{0,33} \quad (2)$$

При обработке экспериментальных данных средний коэффициент массоотдачи β на соответствующем участке определялся по формулам:

$$\beta = \bar{\beta}_p \frac{R}{\mu_{H_2O}} T, \quad \bar{\beta}_p = \frac{(d_1 - d_2) \cdot G_{с.возд}}{(P_{по} - P_{п.в}) \cdot F}$$

где $\bar{\beta}_p$ – средний коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений; R – универсальная газовая постоянная; T – средняя абсолютная температура смеси; μ_{H_2O} – молекулярный вес водяного пара; $P_{по}, P_{п.в}$ – соответственно парциальные давления водяного пара в паровоздушной смеси вдали от межфазной поверхности и на поверхности капли (принимались равными среднеарифметическому значению на рассматриваемом участке; так же поступали и с величинами $\rho_{с}, \epsilon_T$).

В отличие от коэффициентов теплоотдачи, величина которых, как следует из (2), прямо пропорциональна скорости движения каплей и обратно пропорциональна их диаметру, на интенсивность процесса массоотдачи также оказывает заметное влияние величина объемного содержания пара в паровоздушной смеси. Это обстоятельство наглядно иллюстрируют графики, представленные на рис. 9.

Видно, что опытные точки, из представленной выборки данных для $\beta = f(\epsilon)$, удовлетворительно аппроксимируются степенными зависимостями с граничными величинами показателей степени при ϵ , изменяющимися в пределах от 0,4 до 0,9.

На рис. 10 представлены значения среднего коэффициента массоотдачи β в функции величин L и W для соответствующих опытных участков. Здесь же для сравнения представлен построенный применительно к режимным параметрам опытов график 1, характеризующий интенсивность массоотдачи к отдельно движущейся капле воды. Этот график построен по зависимости подобной зависимости Рэнца – Маршалла [20] для случая теплоотдачи к отдельной капле и также широко используемой в литературе при создании математических моделей при численном исследовании похожих систем и задач.

Видно, что как и при исследовании интенсивности теплоотдачи зависимости $\beta = f(L)$ и $\beta = f(W)$ характеризуются большим (до $\pm 40\%$) разбросом (по ординате системы координат) опытных данных при различных

режимных параметрах. Заметно также, что интенсивность массоотдачи к отдельно движущейся капле воды (график 1) выше, чем к ансамблю каплей в конусе распыливания. Физически этот факт можно объяснить своеобразным распределением всей массы водяного пара в смеси по совокупности каплей, приводящем в конечном итоге к снижению доли пара, получаемого конкретной каплей в совокупности и, следовательно, к снижению градиента концентрации пара в ее пограничном слое. А последнее обстоятельство приводит, согласно закону Фика, к снижению интенсивности массоотдачи.

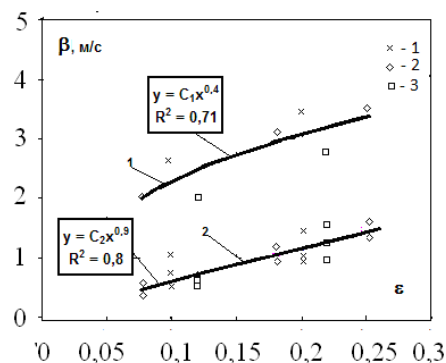


Рис. 9. Зависимость $\beta = f(\epsilon)$: при различных значениях P и h : 1 – $P=0,6$ МПа, 2 – 0,4, 3 – 0,2. График 1 – $h=11$ мм; график 2 – $h=40, 90, 110$ мм

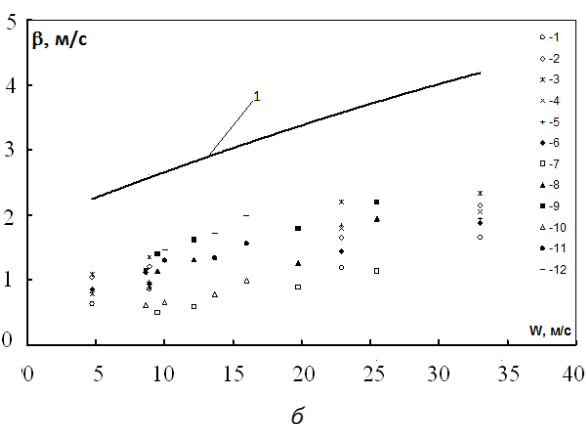
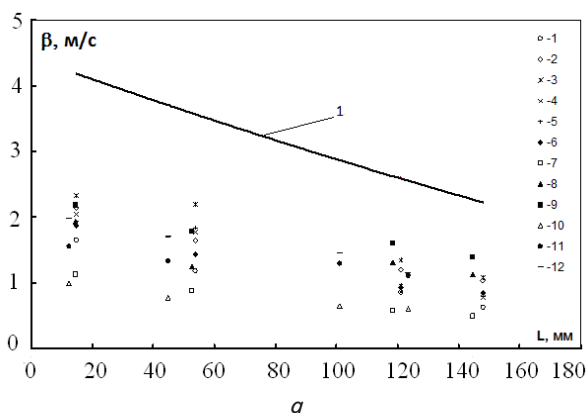


Рис. 10. Средние коэффициенты массоотдачи от парогазовой смеси к факелу каплей в зависимости: a – от длины пути пробега капель, $б$ – от скорости движения капель на выходе с соответствующего участка. График 1 – расчет по [20]. Обозначения маркеров точек – рис. 7

При обобщении опытных данных по массоотдаче к совокупности капель использовались следующие зависимости:

$$Nu_D = \frac{\beta d_{32}}{D}; Pr_D = \frac{v_{CM}}{D}; D = \frac{2,28}{133,3B} \left[\frac{(t_c^{CP} + 273)}{273} \right]^{1,8}$$

В этих формулах Nu_D – диффузионное число Нуссельта; D – коэффициент диффузии; Pr_D – диффузионное число Прандтля. Скоростью паровоздушной смеси при расчетах пренебрегали (максимальное ее значение при максимальном значении $V_{возд.}$ было меньше 0,25 м/с). Теплофизические параметры воздушной смеси принимались по ее среднеарифметической температуре на рассматриваемом участке.

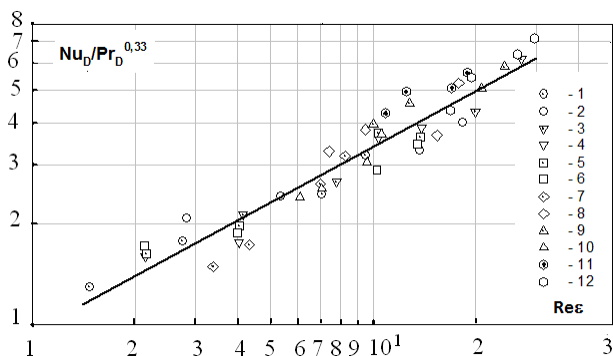


Рис. 11. Обобщение экспериментальных данных по массоотдаче. Обозначения маркеров точек – рис. 7

Обобщение экспериментальных данных авторов по массоотдаче от паровоздушной смеси к каплям жидкости, находящихся в конусе распыливания, приведено на рис. 11. По оси ординат графика, изображенного на этом рисунке, отложено соотношение $Nu_D / Pr_D^{0,33}$, по оси абсцисс – произведение $Re \cdot \epsilon$.

Обобщающая зависимость имеет вид:

$$Nu_D = 0,96 Re^{0,55} Pr_D^{0,33} \epsilon^{0,55}. \quad (3)$$

Видно, что обобщающий график удовлетворительно аппроксимирует (с достоверностью 0,92; максимальное отклонение $\pm 20\%$) все опытные точки, полученные при проведении настоящего эксперимента.

6. Выводы

В результате проведенных исследований:

1. Получены экспериментальные зависимости коэффициентов переноса, отнесенные к межфазной поверхности раздела фаз, от парогазовой смеси к системе капель в виде конуса распыливания воды центробежной форсункой в функции режимных параметров работы опытного контактного аппарата.

2. Показано, что интенсивность теплоотдачи от парогазовой смеси к совокупности капель в виде конуса распыливания выше, чем для случая движения одиночной капли, что объясняется турбулизирующим воздействием на пограничный слой вокруг отдельной капли соседних, движущихся в ансамбле и примыкающих к ней капель.

3. Показано, что интенсивность массоотдачи от парогазовой смеси к совокупности капель ниже, чем для случая движения одиночной капли, что связано с изменением распределения потока массы водяного пара к каждой из капель, приводящим к снижению градиента концентрации пара в пограничном слое.

4. Получены обобщающие зависимости для средних коэффициентов тепло- и массоотдачи, пригодные для создания методики расчета подобных контактных аппаратов капельного типа. Данные зависимости учитывают условия развития процессов переноса в реальной газокapельной системе утилизатора в отличие от известных в литературе зависимостей для одиночной капли.

Литература

1. Галустов, В. С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике [Текст] / В. С. Галустов. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 240 с.
2. Пажи, Д. Г. Основы техники распыливания жидкостей [Текст] / Д. Г. Пажи, В. С. Галустов. – М.: Химия, 1984. – 255 с.
3. Хавкин, Ю. И. Центробежные форсунки [Текст] / Ю. И. Хавкин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 168 с.
4. Жовмір, М. М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палив за допомогою теплових насосів [Текст] / М. М. Жовмір // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т. 30, № 2. – С. 90–98.
5. Бринь, А. А. Тепловой расчет эжекционной градирни и способ повышения ее эффективности [Текст] / А. А. Бринь, А. И. Петручик // Инженерно-физический журнал. – 2011. – Т. 84, № 2. – С. 270–273.
6. Дятлов, И. Н. Распыливание топлива в камерах сгорания газотурбинных двигателей [Текст] / И. Н. Дятлов // Труды КАИ им. А. Н. Туполева. – 1980. – Вып. 4. – С. 4–15.
7. Лыков, М. В. Распылительные сушилки [Текст] / М. В. Лыков, Б. И. Леончик. – М.: Машиностроение, 1966. – 331 с.
8. Тарабанов, М. Г. Тепло- и массоперенос в камерах орошения кондиционеров с форсунками распыливания [Текст]: учеб. пособие / М. Г. Тарабанов, Ю. В. Видин, Г. П. Бойков. – Красноярск: Кр.ПИ, 1974. – 211 с.
9. Дикий, Н. А., Повышение эффективности ПТУ «Водолей» охлаждением воздушного потока в компрессоре [Текст] / Н. А. Дикий, А. С. Соломаха, В. Г. Петренко // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2011. – № 5. – С. 31–34.
10. Fisenko, S. P. Heat and mass transfer and condensation interference in a laminar flow diffusion chamber [Text] / S. P. Fisenko, A. A. Brin // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2006. – Vol. 49, Issue 5–6. – P. 1004–1014. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.007
11. Терехов, В. И. Численное исследование гидродинамики, тепло- и массообмена двухфазного газопарокапельного потока в трубе [Текст] / В. И. Терехов, М. А. Пахомов // Прикладная механика и техническая физика. – 2003. – Т. 44, № 1. – С. 108–122.

12. Пахомов, М. А. Численное исследование гидродинамики и тепломассообмена в пристенных и струйных газочапельных потоках [Текст] : автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук / М. А. Пахомов. – Новосибирск, 2009. – 39 с.
13. Мустафин, Р. Р. Математическое моделирование процессов тепломассообмена двухфазных потоков в двигателях летательных аппаратов [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Р. Р. Мустафин. – Уфа, 2010. – 15 с.
14. Тумашова, А. В. Моделирование процессов тепло- и массообмена в форсуночных оросительных камерах [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Тумашова. – Томск, 2011. – 19 с.
15. Pakhomov, M. A. Second moment closure modeling of flow, turbulence and heat transfer in droplet-laden mist flow in a vertical pipe with sudden expansion [Text] / M. A. Pakhomov, V. I. Terekhov // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2013. – Vol. 66. – P. 210–222. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.013
16. Безродный, М. К. Некоторые характеристики распыла центробежных форсунок контактных утилизаторов отходящих газов капельного типа [Текст] / М. К. Безродный, Н. Н. Голянд, П. А. Барабаш, А. Ю. Рачинский, А. Б. Голубев // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 6. – С. 31–38.
17. Безродный, М. К. Влияние входных параметров воды на тонкость распыла центробежных форсунок [Текст] / М. К. Безродный, Н. Н. Голянд, П. А. Барабаш, А. Б. Голубев, А. Ю. Рачинский // Энергетика: экономика, технологии, экология. – 2013. – № 2. – С. 23–30.
18. Безродный, М. К. До визначення поверхні тепломасообміну в контактних теплоутилізаторах крапельного типу [Текст] / М. К. Безродний, М. Н. Голянд, А. Ю. Рачинський // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т. 1, № 8 (67). – С. 21–26. doi: 10.15587/1729-4061.2014.20646
19. Bruckner, A. P. High Effectiveness Liquid Droplet-gas Heat Exchanger for Space Power Applications [Text] / A. P. Bruckner, A. T. Mattick // Acta Astronautica. – 1984. – Vol. 11, Issue 7–8. – P. 519–526. doi: 10.1016/0094-5765(84)90091-2
20. Ranz, W. Evaporation from Drops. Part II [Text] / W. Ranz, W. Marschall // Chemical Engineering Progress. – 1952. – Vol. 48, Issue 4. – P. 173–180.
21. Терехов, В. И. Экспериментальное и численное исследования нестационарного испарения капель жидкости [Текст] / В. И. Терехов, В. В. Терехов, Н. Е. Шишкин, К. Ч. Би // Инженерно-физический журнал. – 2010. – Т. 83, № 5. – С. 829–836.