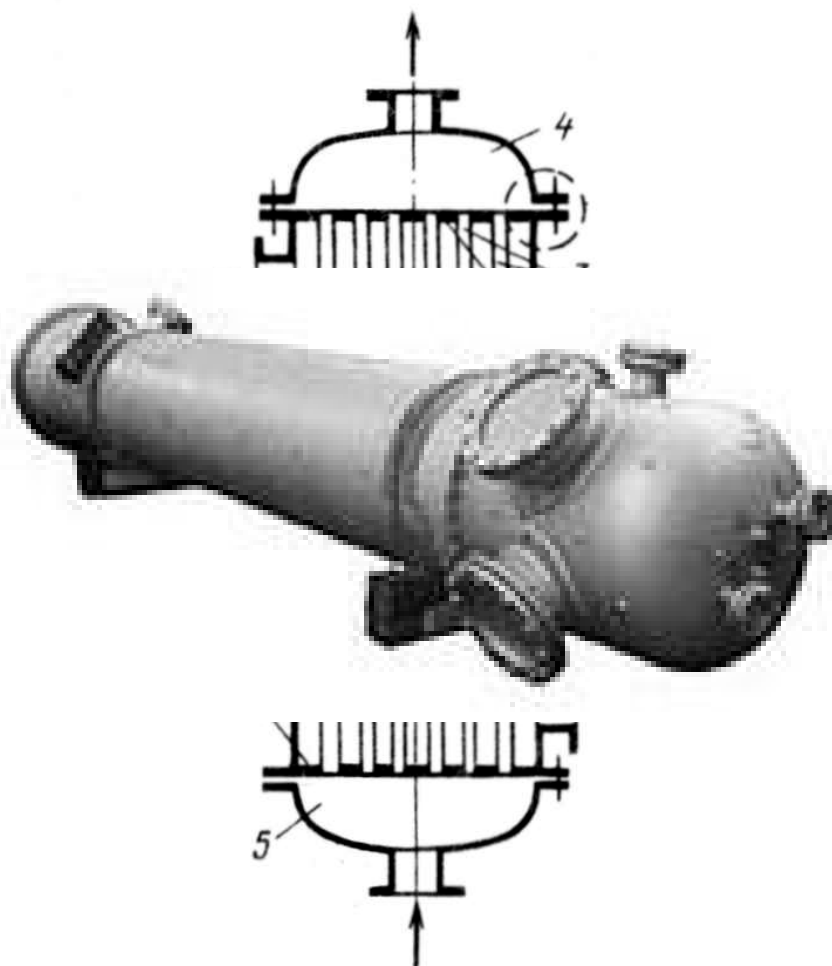


ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

Учебное пособие



Иваново

2018

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Ивановский государственный химико-технологический университет

Тепловые процессы

Учебное пособие

Иваново 2018

УДК 66.021(07)

Авторы:

А.Г. Липин, А.А. Липин, Ю.Е. Романенко, А.В. Шибашов

Тепловые процессы: учеб. пособие / [А.Г. Липин и др.]; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2018.– 80 с.

В учебном пособии изложены основные понятия, определения и закономерности процессов переноса теплоты. Приведено описание лабораторных установок, изложены методики проведения экспериментальных исследований, порядок обработки полученных результатов, вопросы для самоконтроля.

Учебное пособие предназначено для обеспечения выполнения лабораторного практикума по тепловым процессам студентами ИГХТУ всех форм обучения и всех направлений, изучающими дисциплины «Процессы и аппараты химической технологии», «Процессы и аппараты биотехнологии», «Процессы и аппараты пищевых производств», «Процессы и аппараты отрасли».

Табл. 18. Ил. 44. Библиогр.: 7 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Ивановского государственного химико-технологического университета.

Рецензенты:

доктор технических наук О.М. Флисюк

(ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет)»);

кандидат технических наук В.К. Леонтьев

(ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»)

ISBN 978-5-9616-0543-3

© ФГБОУ ВО «Ивановский государственный химико-технологический университет», 2018

Оглавление

Введение.....	4
1. Теоретические основы теплопереноса.....	6
1.1. Теплопроводность.....	6
1.2. Конвективный теплообмен.....	9
1.3. Тепловое излучение.....	12
1.4. Теплопередача.....	14
1.5. Теплообмен при парообразовании.....	17
1.6. Теплоотдача при конденсации пара.....	20
1.7. Интенсификация теплообмена.....	21
2. Экспериментальное определение коэффициента теплопроводности твердых материалов.....	25
3. Исследование процесса теплоотдачи при естественной конвекции.....	28
4. Исследование процесса радиационно-конвективного теплообмена.....	31
5. Исследование процессов теплоотдачи и теплопередачи при установившемся режиме в различных типах теплообменников.....	37
6. Исследование теплообмена в теплообменнике с двойными трубками.....	50
7. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи при нестационарном процессе конвективного теплообмена в аппарате с циркуляционным перемешиванием.....	57
8. Экспериментальное определение коэффициента теплопередачи при нестационарном процессе конвективного теплообмена в кожухотрубчатом теплообменнике.....	61
9. Исследование процесса теплоотдачи при кипении однокомпонентной жидкости в условиях естественной и вынужденной конвекции в аппарате с мешалкой.....	64
10. Экспериментальное определение коэффициента теплопередачи при охлаждении жидкости в аппарате с рубашкой.....	67
11. Исследование процесса конденсации водяного пара.....	71
Список библиографических источников	76
Приложение	77

Введение

Перенос энергии в форме теплоты, происходящий между телами, имеющими различную температуру, называется **теплообменом**. Теплота переносится из области с большей температурой в область с меньшей температурой. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур более и менее нагретой среды. Теплообмен между средами и телами представляет собой обмен энергией между молекулами, атомами и свободными электронами. Среда – жидкие и газообразные, участвующие в теплообмене, называются **теплоносителями**.

Тепловые процессы (нагревания, охлаждения, конденсации паров, выпаривания) имеют большое значение для проведения многих массообменных и химических процессов.

Различают три принципиально различных элементарных способа распространения теплоты: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение.

Теплопроводность представляет собой процесс переноса теплоты вследствие беспорядочного (теплого) движения микрочастиц, непосредственно соприкасающихся друг с другом. Это движение молекул газа или жидкости, колебание атомов или диффузия свободных электронов. В чистом виде теплопроводность имеет место только в твердых телах. В газообразных и жидких средах теплопроводность сопровождается конвекцией.

Конвекция – процесс переноса теплоты вследствие движения и перемешивания макроскопических объемов газа или жидкости. В зависимости от причины, вызывающей это перемещение, различают свободную и вынужденную конвекцию. Свободная конвекция предполагает перемещение жидкости или газа, вызванное разностью плотностей в различных точках пространства вследствие различия температур. При вынужденной конвекции перемещение потоков жидкости или газа происходит вследствие затраты механической энергии.

Тепловое излучение – это процесс распространения теплоты посредством электромагнитных волн инфракрасной области спектра, при этом внутренняя энергия тела переходит в энергию излучения.

Если передача теплоты происходит одновременно всеми способами или хотя бы двумя из них, такой процесс называют **сложным теплообменом**. Примером сложного теплообмена является процесс распространения теплоты в газовых средах одновременно конвекцией и тепловым излучением.

В технике часто протекают процессы теплообмена между различными теплоносителями, разделенными твердой стенкой. Такой процесс переноса теплоты называется **теплопередачей**.

Количество передаваемой теплоты от одного теплоносителя к другому за единицу времени может оставаться постоянным или изменяться во времени. В первом случае процесс переноса теплоты называется установившимся, а во втором – неуставившимся.

Процессы теплообмена могут происходить в различных средах: чистых веществах и разных смесях, при изменении и без изменения агрегатного состояния и т.д. В зависимости от этого теплообмен протекает по-разному и описывается различными уравнениями. Изучение закономерностей как простых, так и более сложных процессов переноса теплоты в различных средах является задачей лабораторного практикума.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

1.1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Процесс **теплопроводности** представляет собой перенос теплоты вследствие беспорядочного (теплового) движения микрочастиц, непосредственно соприкасающихся друг с другом. Теплопроводность в общем случае сопровождается изменением температур в пространстве и времени. Совокупность мгновенных значений температур во всех точках рассматриваемого пространства называется **температурным полем**. Поверхности, все точки которых имеют одинаковые температуры, называют **изотермическими поверхностями**. Следует различать стационарное и нестационарное температурное поле. При **стационарном поле** температура изменяется лишь в пространстве и не изменяется во времени, поэтому является функцией только координат:

$$t = f(x, y, z) \text{ и } \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0. \quad (1.1)$$

Нестационарное поле характеризуется изменением температур как в пространстве, так и во времени. Математическая формулировка нестационарного температурного поля выражается функцией:

$$t = f(x, y, z, \tau). \quad (1.2)$$

Для характеристики степени интенсивности изменения температуры в пространстве используют величину, которая называется температурным градиентом. **Температурный градиент** – вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону увеличения температуры и численно равный частной производной от температуры по этому направлению:

$$\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (1.3)$$

При изучении явления теплопереноса вводятся понятия теплового потока (Q) и плотность теплового потока (q).

Тепловой поток – количество теплоты, проходящее через всю поверхность теплообмена в единицу времени:

$$Q = \frac{Q'}{\tau}, \quad (1.4)$$

где Q' – количество теплоты, Дж; τ – время, с; Q – тепловой поток, Вт.

Плотность теплового потока (удельный тепловой поток) – количество теплоты, прошедшее через единицу поверхности в единицу времени:

$$q = \frac{Q'}{F\tau} = \frac{Q}{F}, \quad (1.5)$$

где F – площадь поверхности, м^2 ; q – плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

Основным законом процесса переноса теплоты теплопроводностью является **закон Фурье**, согласно которому количество теплоты dQ , передаваемое посредством теплопроводности через элемент поверхности dF , перпендикулярный направлению теплового потока, за время $d\tau$ прямо пропорционально температурному градиенту $\partial t/\partial n$, поверхности dF , времени $d\tau$ и коэффициенту теплопроводности λ :

$$dQ' = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau \text{ или } q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (1.6)$$

Знак минус в уравнении (1.6) указывает на то, что направление теплового потока противоположно вектору температурного градиента, это объясняется тем, что теплота переносится всегда из области с большей температурой в область с меньшей температурой.

Коэффициент теплопроводности λ показывает, какое количество теплоты проходит вследствие теплопроводности в единицу времени через единицу площади изотермической поверхности при градиенте температуры,

равным единице, $[\lambda] = \left[\frac{dQ \partial n}{\partial t dF d\tau} \right] = \left[\frac{\text{Дж} \cdot \text{м}}{\text{град} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} \right]$.

Температурное поле при распространении теплоты теплопроводностью определяется дифференциальным уравнением теплопроводности

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c \rho}, \quad (1.7)$$

где $a = \lambda / (c \rho)$ – коэффициент температуропроводности, c – удельная массовая теплоемкость, ρ – плотность, q_v – объемная мощность внутреннего источника теплоты, $\text{Вт}/\text{м}^3$.

При решении практических задач дифференциальное уравнение теплопроводности дополняется начальными и граничными условиями, характеризующими каждую конкретную задачу.

Для практических расчетов необходимо иметь выражение для определения теплового потока, проходящего через поверхность заданной конфигурации и площади. При проектировании теплообменных аппаратов наиболее часто встречаются расчеты теплопроводности плоских и цилиндрических стенок.

Для плоской стенки толщиной δ , на поверхностях которой поддерживаются температуры $t_{\text{ст}1}$ и $t_{\text{ст}2}$, в условиях стационарного теплового режима тепловой поток определяется выражением:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr2}}) F. \quad (1.8)$$

Отношение λ/δ называют тепловой проводимостью стенки, а обратную ему величину δ/λ – тепловым или термическим сопротивлением стенки.

Температура по толщине плоской стенки при установившемся тепловом режиме изменяется по линейному закону:

$$Q = \frac{t_{\text{сr2}} - t_{\text{сr1}}}{\delta} x + t_{\text{сr1}}. \quad (1.9)$$

Тепловой поток через многослойную плоскую стенку:

$$Q = \frac{(t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr2}}) F}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (1.10)$$

где δ_i, λ_i – толщина и коэффициент теплопроводности i -го слоя, n – число слоев.

Тепловой поток через цилиндрическую стенку длиной ℓ с внутренним радиусом $r_{\text{вн}}$ и наружным $r_{\text{н}}$ равен:

$$Q = \frac{2\pi\ell(t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr2}})}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_{\text{н}}}{r_{\text{вн}}}}. \quad (1.11)$$

Температура по толщине цилиндрической стенки изменяется по логарифмическому закону:

$$t = t_1 - (t_1 - t_2) \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)}. \quad (1.12)$$

В случае многослойной цилиндрической стенки тепловой поток определяется выражением:

$$Q = \frac{2\pi\ell(t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr2}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}. \quad (1.13)$$

При использовании приведенных выше уравнений для практических расчетов необходимо иметь значение коэффициента теплопроводности λ . Численное значение λ зависит от физико-химических свойств теплопроводящего материала, температуры и давления. Влияние давления на значение λ проявляется лишь в газовой среде. Для твердых тел и жидкостей этим влиянием можно пренебречь. В настоящее время аналитическое определение значений коэффициентов теплопроводности различных материалов весьма затруднительно. Поэтому коэффициенты теплопроводности находят экспериментальным путем. Для большинства материалов они определены и приводятся в справочной литературе.

1.2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Конвекция возможна только в движущейся среде, в которой перенос теплоты связан с переносом самой среды. Конвективный перенос теплоты всегда сопровождается теплопроводностью, так как при движении жидкости или газа неизбежно происходит соприкосновение отдельных частиц, имеющих различные температуры. Совместный перенос теплоты путем конвекции и теплопроводности называют **конвективным теплообменом**.

Теплоотдача – конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью твердого тела (стенкой).

Количество теплоты, переданное в процессе теплоотдачи, определяется по **уравнению Ньютона-Рихмана**:

для установившегося режима

$$Q = \alpha(t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}})F \quad \text{Вт}, \quad (1.14)$$

для неустановившегося режима

$$Q' = \alpha(t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}})F\tau \quad \text{Дж}, \quad (1.15)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); $t_{\text{ж}}$, $t_{\text{ст}}$ – средние температуры жидкости и стенки, °С; F – поверхность стенки, м²; Q – тепловой поток, Вт; Q' – количество теплоты, Дж; τ – время, с.

Коэффициент теплоотдачи α – характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Коэффициент α показывает, какое количество тепла передается от единицы поверхности стенки к жидкости в единицу времени при разности температур между стенкой и жидкостью в 1 градус (К), $[\alpha] = \left[\frac{Q}{F(t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}})} \right] = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$.

Установлено, что коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов: вида и режима движения жидкости, ее физических свойств, размеров и формы стенки, шероховатости стенки. Определение α является основной задачей расчета теплообменных аппаратов. Обычно коэффициент теплоотдачи определяют из критериальных уравнений, полученных преобразованием дифференциальных уравнений гидродинамики и конвективного теплообмена методами теории подобия.

Процесс распространения теплоты в движущейся среде описывается дифференциальным уравнением конвективного переноса теплоты:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + W_x \frac{\partial t}{\partial x} + W_y \frac{\partial t}{\partial y} + W_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c \rho}. \quad (1.16)$$

В этом уравнении W_x, W_y, W_z – проекции вектора скорости на оси координат. Полное математическое описание переноса теплоты в движущейся среде включает уравнения Навье-Стокса и сплошности потока с соответствующими условиями однозначности.

Согласно положениям теории подобия конвективный теплообмен без изменения агрегатного состояния вещества в стационарных условиях может быть описан критериальным уравнением вида:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \Gamma_1, \Gamma_2, \dots). \quad (1.17)$$

В это уравнение входят следующие критерии подобия.

$Nu = \frac{\alpha \cdot \ell}{\lambda}$ – **критерий Нуссельта**, характеризующий подобие процессов теплопереноса на границе между стенкой и потоком жидкости;

$Re = \frac{w\ell}{\nu} = \frac{w\ell\rho}{\mu}$ – **критерий Рейнольдса**, характеризующий гидродинамический режим потока при вынужденном движении, является мерой соотношения сил инерции и вязкого трения;

$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c\mu}{\lambda}$ – **критерий Прандтля**, характеризующий физико-химические свойства теплоносителя, является мерой подобия полей температур и скоростей в потоке;

$Gr = \frac{g\ell^3}{\nu^2} \beta \Delta t$ – **критерий Грасгофа**, характеризующий соотношение сил вязкого трения и подъемной силы, описывает режим свободного движения теплоносителя;

$\Gamma_i = \frac{\ell_i}{\ell}$ – **безразмерный геометрический симплекс**, характеризующий геометрическое подобие системы.

В выражении этих критериев: $\nu = \mu/\rho$ – кинематический коэффициент вязкости теплоносителя, m^2/c ; w – скорость движения теплоносителя, m/c ; $a = \lambda/(c\rho)$ – коэффициент температуропроводности, m^2/c ; g – ускорение свободного падения m/c^2 ; ℓ – определяющий размер, m ; ℓ_i – характерный размер, m ; β – коэффициент температурного расширения, $1/K$; ρ – плотность теплоносителя, kg/m^3 ; $\Delta t = t_{ст} - t_{ж}$ – температурный напор между стенкой и теплоносителем, $^{\circ}C$; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, $Вт/(м \cdot K)$; μ – динамический коэффициент вязкости, $Па \cdot c$; c – теплоемкость теплоносителя, $Дж/(кг \cdot K)$; τ – время процесса, c .

Критерий Нуссельта, входящий в уравнение (1.17), является определяемым, так как в него входит искомая величина – коэффициент теплоотдачи. При известном значении Nu коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по формуле:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\ell}. \quad (1.18)$$

При вынужденном движении потока, когда естественной конвекцией можно пренебречь, уравнение (1.17) принимает вид:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (1.19)$$

При свободном движении жидкости из уравнения исключают критерий Рейнольдса Re:

$$\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr}). \quad (1.20)$$

Большинство опытных данных по конвективному теплообмену обработано в виде степенных зависимостей вида:

$$\text{Nu} = A \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^m \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (1.21)$$

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr Pr})^n \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (1.22)$$

где A, C, n, m – числовые коэффициенты.

В этих уравнениях все физические характеристики, входящие в критерии Re и Pr, определяются при средних температурах теплоносителей, а в критерий $\text{Pr}_{\text{ст}}$ – при температуре стенки. Отношение критериев $\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}}$ отражает влияние на коэффициент теплоотдачи направления теплового потока: при нагревании $\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}} > 1$ при охлаждении $\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}} < 1$. Для газов $\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}} = 1$.

Значения коэффициента C и показателя степени n в уравнении (1.22) зависят от гидродинамического режима и определяются из табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значение коэффициента C и показателя степени n

Режим	$\text{Gr} \cdot \text{Pr}$	C	n
Ламинарный	$1 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
Переходный	$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
Турбулентный	$2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^{12}$	0,185	0,33

Определяющим геометрическим размером ℓ является высота вертикальной поверхности теплообмена, для горизонтальных труб – их диаметр.

1.3. ТЕПЛОВОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

Тепловое излучение – процесс распространения электромагнитных колебаний с различной длиной волн, обусловленный тепловым движением атомов или молекул излучающего тела. Возникновение потока лучей в результате превращения тепловой энергии в лучистую называется **излучением** или **лучеиспусканием**, а обратный переход лучистой энергии в тепловую называют **поглощением лучей**.

Для температур, применяемых в теплотехнике, спектр теплового излучения охватывает диапазон длин волн от 0,4 до 800 мкм и включает световые (0,4÷0,8 мкм) и инфракрасные (0,8÷800 мкм) лучи. При температурах ниже 500°С наибольшая часть лучеиспускания приходится на долю невидимого теплового излучения.

Количество энергии, излучаемой единицей поверхности тела в единицу времени, называется поверхностной плотностью излучения E , Вт/м². Общее количество энергии, излучаемое телом в единицу времени, называется лучистым потоком:

$$Q_{\text{л}} = E \cdot F, \quad (1.23)$$

где F – поверхность излучающего тела, м².

При падении лучистого потока на поверхность тела весь поток в общем случае разделяется на три части. Часть Q_R отражается, часть Q_A поглощается и часть Q_D проходит сквозь тело. Очевидно, что $Q_R + Q_A + Q_D = Q_{\text{л}}$, тогда

$$\frac{Q_R}{Q} + \frac{Q_A}{Q} + \frac{Q_D}{Q} = 1$$

или

$$R + A + D = 1. \quad (1.24)$$

Величины R , A , D носят названия коэффициентов, соответственно, отражения, поглощения и пропускания (диатермичности).

При $R=1$ ($A=D=0$) вся лучистая энергия отражается, такое тело называется абсолютно белым или зеркальным.

Если $A=1$ ($R=D=0$), вся энергия поглощается, имеем абсолютно черное тело.

При $D=1$ ($R=A=0$) имеем абсолютно прозрачное или диатермичное тело.

Абсолютно белых, черных, диатермичных тел в природе не существует. Имеются тела, которые почти удовлетворяют этим условиям. Полированные металлы имеют коэффициент отражения $R=0,97$, у сажи коэффициент поглощения $A=0,95 \div 0,96$, двухатомные газы O_2 , N_2 , H_2 имеют коэффициент пропускания $D \approx 1$. Все тела в природе, которые поглощают, отражают и

пропускают ту или иную часть падающих на них тепловых лучей, называют серыми телами.

Для тепловых лучей твердые тела и жидкости практически непрозрачны и поглощение лучистой энергии у них заканчивается на очень малой глубине ($<0,01$ мм). Поэтому можно говорить о поглощении энергии поверхностью твердых тел, а также о лучеиспускании с поверхности.

Согласно закону Стефана-Больцмана поверхностная плотность излучения абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени его абсолютной температуры:

$$E_0 = K_0 T^4, \quad (1.25)$$

где K_0 – константа излучения абсолютно черного тела, $K_0=5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/($m^2 \cdot K^4$); T – абсолютная температура поверхности тела, К.

Для практических расчетов обычно пользуются более удобной формулой:

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (1.26)$$

где $C_0=5,67$ Вт/($m^2 \cdot K^4$) – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Реальные (серые) тела также подчиняются закону Стефана-Больцмана, но имеют меньший коэффициент излучения $C < C_0$. Отношение коэффициента излучения серого тела (C) к коэффициенту излучения абсолютно черного тела (C_0) при той же температуре называют **относительной излучательной способностью** или **степенью черноты тела ε** :

$$C / C_0 = \varepsilon. \quad (1.27)$$

Величина ε является важнейшей характеристикой любого серого тела, она зависит от состояния поверхности тела и определяется опытным путем. Числовые значения ε для некоторых металлов приведены в табл. 4 приложения.

Когда между двумя твердыми телами происходит взаимный обмен теплотой посредством излучения, необходимо учитывать, что только часть лучистого потока, испускаемого каждым телом, доходит до другого. Тепловой поток, переходящий от более нагретого тела к менее нагретому посредством излучения, определяется по уравнению:

$$Q_{\text{л}} = C_{1-2} F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi, \quad (1.28)$$

где C_{1-2} – коэффициент взаимного излучения, Вт/($m^2 \cdot K^4$); F_1 – площадь поверхности излучения, m^2 ; T_1, T_2 – абсолютные температуры поверхностей более нагретого и менее нагретого тел, К; φ – средний угловой коэффициент, который определяется формой и размерами участвующих в теплообмене поверхностей, их взаимным расположением в пространстве и расстоянием между ними.

Если тело, излучающее теплоту, заключено внутри другого тела, то $\varphi=1$, а коэффициент взаимного излучения определяют по формуле:

$$C_{1-2} = \frac{1}{1/C_1 + (F_1/F_2)(1/C_2 - 1/C_0)}, \quad (1.29)$$

где $C_1 = 5,67\varepsilon_1$ – коэффициент излучения более нагретого тела, Вт/(м²·К⁴); $C_2 = 5,67\varepsilon_2$ – коэффициент излучения менее нагретого тела, Вт/(м²·К⁴); F_1, F_2 – поверхность излучения более нагретого и менее нагретого тел, м².

Если площадь F_2 очень велика по сравнению с F_1 , т.е. $F_1/F_2 \rightarrow 0$, то коэффициент взаимного излучения $C_{1-2} = C_1$.

Если $F_1 = F_2$ (две параллельные поверхности), то:

$$C_{1-2} = \frac{1}{1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_0}. \quad (1.30)$$

Законы лучеиспускания газов значительно отличаются от законов лучеиспускания твердых тел. Одно- и двухатомные газы являются практически диатермичными телами. У многоатомных газов (CO₂, H₂O, SO₂, NH₃ и др.) спектр излучения и поглощения имеет селективный (избирательный) характер, т.е. эти газы излучают и поглощают лишь в определенных интервалах длин волн, называемых полосами.

В отличие от твердых тел излучение и поглощение энергии газами происходит во всем объеме. При этом по мере прохождения тепловых лучей через многоатомные газы их энергия излучения вследствие поглощения уменьшается. Энергия излучения смеси газов практически равна сумме энергии лучеиспускания отдельных газов, так как полосы излучения различных газов почти нигде не пересекаются.

1.4. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

В тепловых процессах теплоносители, участвующие в передаче теплоты, часто разделены перегородкой (стенкой аппарата, стенкой трубы и т.п.). Перенос теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их твердую стенку называется **теплопередачей**. Процесс **теплопередачи** включает перенос теплоты от ядра потока первого теплоносителя к стенке (теплоотдача), через стенку (теплопроводность) и от стенки к ядру потока второго теплоносителя (теплоотдача). Количество передаваемой теплоты при этом определяется основным уравнением теплопередачи:

для стационарного режима

$$Q = KF\Delta t_{cp}, \quad (1.31)$$

для нестационарного режима

$$Q' = KF\Delta t_{cp}\tau, \quad (1.32)$$

где Q – тепловой поток, Вт; Q' – количество теплоты переданное в процессе теплопередачи, Дж; F – площадь поверхности теплообмена, m^2 ; Δt_{cp} – движущая сила процесса теплопередачи, $^{\circ}C$; τ – время, с; K – коэффициент теплопередачи, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

Коэффициент теплопередачи показывает, какое количество теплоты переходит за единицу времени от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через $1 m^2$ теплообменной поверхности при разности температур между теплоносителями $1 K$.

При передаче теплоты через **однослойную плоскую стенку** коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.33)$$

Для **многослойной стенки**, состоящей из n слоев:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.34)$$

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $Вт/(m \cdot K)$; α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от горячего теплоносителя к разделяющей стенке и от стенки к холодному теплоносителю, $Вт/(m^2 \cdot K)$; $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \left(r_{заг.1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + r_{заг.n+1} \right)$ – сумма

термических сопротивлений всех слоев стенки, включая термические сопротивления загрязнений внутренней и наружной стенок теплообменной трубки $r_{заг.1}$, $r_{заг.n+1}$, $(m^2 \cdot K)/Вт$. Для воды можно принять

$$\frac{1}{r_{заг.1}} = \frac{1}{r_{заг.n+1}} = 1600 \frac{Вт}{m^2 \cdot K}.$$

При расчете средней движущей силы процесса теплопередачи целесообразно использовать график изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (рис.1.1) и (рис.1.2).

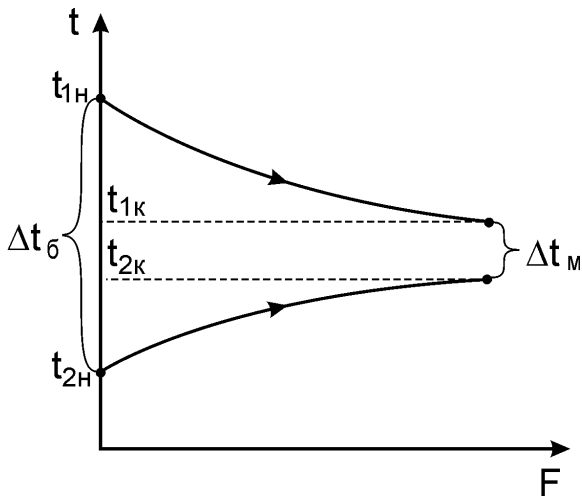


Рис.1.1. Изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при движении их противотоком

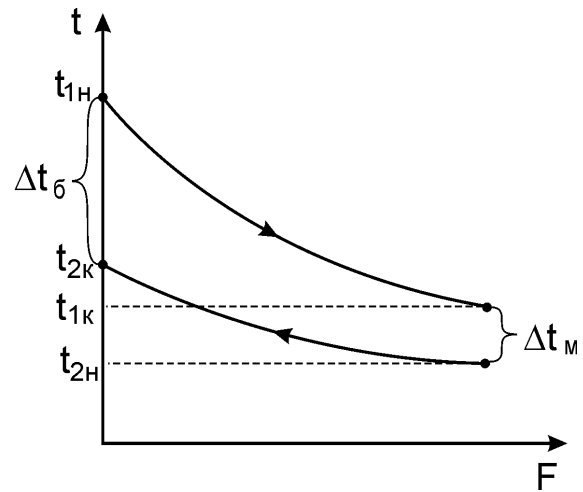


Рис.1.2. Изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при движении их прямотоком

Средняя движущая сила процесса теплопередачи при прямоточном и противоточном движении теплоносителей определяется следующим образом:

$$\text{если } \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 2, \text{ то } \Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2}, \quad (1.35)$$

$$\text{если } \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} > 2, \text{ то } \Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\text{м}})}, \quad (1.36)$$

где Δt_{δ} и $\Delta t_{\text{м}}$ – разность температур теплоносителей на концах теплообменника.

В тепловых процессах за определяющую температуру принимается средняя температура теплоносителя, которая рассчитывается следующим образом. Выбирается теплоноситель, у которого меняется температура на меньшее число градусов. Средняя температура его рассчитывается как среднеарифметическая:

$$\text{а) если } (t_{1\text{H}} - t_{1\text{K}}) > (t_{2\text{K}} - t_{2\text{H}}), \text{ то } t_{2\text{ср}} = \frac{t_{2\text{H}} + t_{2\text{K}}}{2}; \quad (1.37)$$

$$\text{б) если } (t_{1\text{H}} - t_{1\text{K}}) < (t_{2\text{K}} - t_{2\text{H}}), \text{ то } t_{1\text{ср}} = \frac{t_{1\text{H}} + t_{1\text{K}}}{2}. \quad (1.38)$$

Температура теплоносителя, изменяющегося на большее число градусов, определяется:

$$\text{а) } t_{1\text{ср}} = t_{2\text{ср}} + \Delta t_{\text{ср}}; \quad (1.39)$$

$$\text{б) } t_{2\text{ср}} = t_{1\text{ср}} - \Delta t_{\text{ср}}. \quad (1.40)$$

При рассчитанных средних температурах находят по справочникам теплофизические свойства теплоносителей (c , μ , λ , ρ).

В тех случаях, когда процесс теплообмена проводится периодически, т.е. когда вся нагреваемая или охлаждаемая жидкость помещена в одном сосуде и обменивается теплотой с другой жидкостью, протекающей вдоль разделяющей их стенки, процесс теплопередачи будет неустановившимся, а температуры будут меняться непрерывно вдоль поверхности и во времени.

Движущую силу процесса теплопередачи вычисляют:

– в случае охлаждения жидкости

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{\ln(t_{1н} - t_{2н}) / (t_{1к} - t_{2н})} \cdot \frac{A - 1}{A \cdot \ln A}, \quad (1.41)$$

где $A = (t - t_{2н}) / (t - t_{2к})$; $t_{1н}$ – начальная температура охлаждаемой жидкости, °С; $t_{1к}$ – конечная температура охлаждаемой жидкости, °С; $t_{2н}$, $t_{2к}$ – начальная и конечная температура охлаждающей жидкости, °С; t – температура охлаждаемой жидкости в любой момент времени, °С;

– в случае нагревания жидкости

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{1к} - t_{1н}}{\ln(t_{1н} - t_{2н}) / (t_{1к} - t_{2н})} \cdot \frac{A - 1}{A \cdot \ln A}, \quad (1.42)$$

где $A = (t_{1н} - t) / (t_{1к} - t_{1н})$; $t_{1н}$, $t_{1к}$ – начальная и конечная температуры греющей жидкости, °С; $t_{2н}$, $t_{2к}$ – начальная и конечная температура нагреваемой жидкости, °С; t – температура нагреваемой жидкости в любой момент времени, °С.

1.5. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПАРООБРАЗОВАНИИ

Процесс превращения вещества из жидкого или твердого (лед, кристаллогидраты) состояния в газообразное называется **парообразованием**. Существует два вида данного процесса: **испарение** – парообразование на поверхности жидкости, которое может протекать самопроизвольно без подвода теплоты, и **кипение** – парообразование внутри жидкости. Если к жидкости подводить теплоту, то при определенной температуре, зависящей от физических свойств жидкой фазы и давления, наступает процесс парообразования. Кипение возможно во всем температурном интервале между тройной и критическими точками для данной жидкости. Различают кипение на твердой поверхности теплообмена и кипение в объеме жидкости.

При кипении на твердых поверхностях образование паровой фазы наблюдается в отдельных местах этой поверхности. При объемном кипении паровая фаза возникает непосредственно в объеме жидкости. Объемное кипение может происходить лишь при перегреве жидкости относительно температуры насыщенного пара при данном давлении.

Для возникновения процесса кипения необходимо также наличие центров парообразования. Перегрев жидкости имеет максимальное значение непосредственно у обогреваемой поверхности теплообмена. На ней же находятся центры парообразования в виде выступов, микровпадин и микротрещин, наполненных паром данной жидкости.

Различают два основных режима кипения: пузырьковый и пленочный. Кипение, при котором пар образуется в виде отдельных периодически зарождающихся, растущих и отрывающихся паровых пузырей, называется **пузырьковым**. С увеличением теплового потока отдельные паровые пузырьки сливаются, образуя у поверхности теплообмена сплошной паровой слой, периодически прорывающийся в объем жидкости. Режим кипения, при котором на твердой поверхности образуется пленка пара, называется **пленочным** кипением.

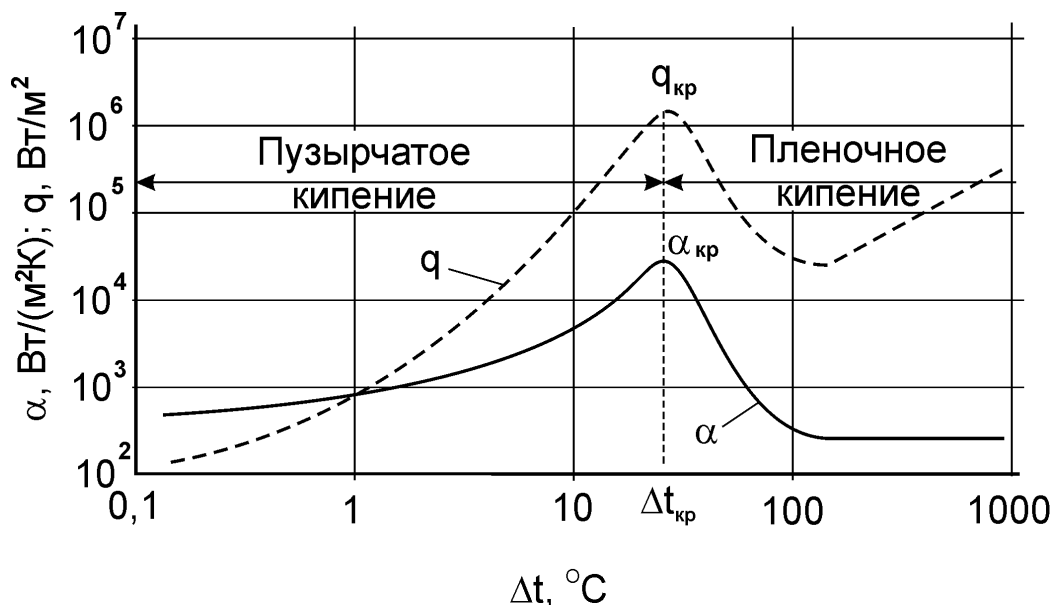


Рис 1.3. Зависимость α и q от Δt при кипении воды при $p = 1$ ат

Интенсивность образования пузырьков возрастает до некоторого предела с увеличением разности температур между стенкой и кипящей жидкостью Δt . С возрастанием Δt увеличивается плотность теплового потока q . Возникающее при этом перемешивание жидкости, обусловленное ростом, отрывом и всплыванием пузырьков, приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи α (рис. 1.3). Данной области на рис. 1.3 соответствует режим пузырькового кипения, характеризуемый относительно высокой интенсивностью теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи для данного режима кипения пропорционален плотности теплового потока:

$$\alpha = Aq^{0,7}. \quad (1.43)$$

При дальнейшем увеличении Δt число центров парообразования возрастает настолько, что происходит слияние пузырьков пара и поверхность нагрева покрывается плохо проводящей тепло пленкой перегретого пара, ее образование приводит к значительному снижению величины α . Это явление называют кризисом кипения. Соответствующий режим носит название пленочного кипения (рис. 1.3). В точке перехода от пузырьчатого к пленочному кипению достигаются критические (максимальные) значения $\alpha_{кр}$ и $q_{кр}$. Для различных жидкостей значения $q_{кр}$ и $\Delta t_{кр}$ определяются опытным путем. При выборе оптимального режима работы кипятильника ориентируются на пузырьковый режим кипения.

Коэффициент теплоотдачи при кипении может быть определен из уравнения Ньютона-Рихмана (1.14), если известны тепловой поток Q , теплоотдающая поверхность F , температуры стенки $t_{ст}$ и кипящей жидкости $t_{ж}$. Для пузырьчатого кипения при естественной конвекции в большом объеме коэффициент теплоотдачи определяют по уравнению (1.43), входящий в уравнение коэффициент A рассчитывается по формуле:

$$A = 7,77 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\rho_{п} \gamma}{\rho_{ж} - \rho_{п}} \right)^{0,033} \left(\frac{\rho_{ж}}{\sigma} \right)^{0,033} \frac{\lambda_{ж}^{0,75}}{\mu_{ж}^{0,45} c_{ж}^{0,117} T_{нас}}, \quad (1.44)$$

где $\rho_{п}$, $\rho_{ж}$ – плотность пара и жидкости, кг/м³; γ – удельная теплота парообразования, Дж/кг; σ – поверхностное натяжение, Н/м; $\lambda_{ж}$ – теплопроводность жидкости, Вт/(м·К); $\mu_{ж}$ – динамическая вязкость, Па·с; $c_{ж}$ – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К); $T_{нас}$ – температура насыщения, К.

Для воды это уравнение может быть приведено к более простому виду в пределах $p=0,02 \div 8,0$ МПа:

$$\alpha = 4,45 p^{0,15} q^{0,7}, \quad (1.45)$$

где p – абсолютное давление пара, МПа; q – плотность теплового потока, Вт/м².

При развитии пузырьчатом кипении в условиях направленного движения жидкости коэффициент теплоотдачи определяют по уравнению:

$$St \cdot (K_p)^{-0,33} = 1,25 K_w (Pe_{исп})^{-0,33} K_s^{0,5}, \quad (1.46)$$

где $St = a / (c_{ж} \rho_{ж} \omega_{см})$ – число Стэнтона, характеризующее соотношение количества теплоты, передаваемой теплоотдачей, к количеству теплоты, переносимой конвекцией (движущимся потоком); $K_p = (P/\sigma) \cdot [\sigma / (g \rho_{п})]^{0,5}$ – комплекс, учитывающий перепад давления на границе раздела фаз и отношение сил поверхностного натяжения к подъемной силе; $K_w = q / (g \rho_{ж} \omega_{см})$ – комплекс, представляющий собой меру соотношения интенсивности переноса теплоты механизмом, обусловленным процессом парообразования, и интенсивности

молярного переноса теплоты; $K_s = r / (c_{ж} T_{нас})$ – комплекс, характеризующий изменение агрегатного состояния; $Pe_{исп} = [q / (r \rho_{ж} a)] \cdot [\sigma / (g \rho_{п})]^{0,5}$ – число Пекле, характеризующее соотношение переноса теплоты конвекцией и теплопроводностью при вынужденном движении парожидкостной системы; $\omega_{см}$ – скорость парожидкостной смеси, м/с; a – коэффициент температуропроводности, м²/с; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); P – давление, Па; g – ускорение свободного падения, м/с².

Формула (1.46) справедлива при условии, если комплекс:

$$M = K_w (Pe_{исп})^{-0,33} K_s^{0,5} \geq 0,3 \cdot 10^{-5}. \quad (1.47)$$

Область режимных параметров, где проявляется совместное влияние скорости среды и процесса парообразования, при больших паросодержаниях потока определяется условием:

$$0,01 \cdot 10^{-5} < M < 0,3 \cdot 10^{-5}. \quad (1.48)$$

В этой области коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$St \cdot (K_p)^{-0,33} = 0,002 \left[K_w (Pe_{исп})^{-0,33} K_s^{0,5} \right]^{0,5}. \quad (1.49)$$

1.6. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

Конденсация пара представляет собой процесс фазового перехода из парообразного состояния в жидкое. При соприкосновении насыщенного пара с поверхностью, имеющей температуру меньше температуры насыщения при данном давлении, пар конденсируется и при этом выделяется теплота конденсации, численно равная теплоте парообразования. В зависимости от смачиваемости поверхности наблюдается капельная или пленочная конденсация. При капельной конденсации теплоотдача в 5÷10 раз интенсивнее, чем при пленочной. Но пленочная конденсация значительно чаще встречается в теплообменных аппаратах. Определяющим здесь является процесс передачи теплоты теплопроводностью через пленку конденсата. Чем меньше толщина пленки конденсата, тем больше коэффициент теплоотдачи. Наличие в паре неконденсирующихся газов существенно снижает коэффициент теплоотдачи.

Обобщенное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации имеет вид:

$$Nu = C (Ga \cdot Pr \cdot K)^{0,25}, \quad (1.50)$$

где $K = \frac{r}{c_{ж} (t_{нас} - t_{ст})}$ – критерий конденсации, характеризующий отношение теплоты конденсации к теплоте переохладения жидкой фазы (r – теплота конденсации, Дж/кг; $c_{ж}$ – теплоемкость конденсата, Дж/(кг·К); $t_{нас}$ –

температура насыщения пара, °C; $t_{ст}$ – температура стенки, °C): $Ga = g \ell^3 / \nu_{ж}^2$ – критерий Галлилея, характеризующий соотношение силы тяжести и силы трения при течении пленки конденсата (ℓ – определяющий геометрический размер, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\nu_{ж}$ – кинематический коэффициент вязкости конденсата, м²/с); $Pr = \mu_{ж} c_{ж} / \lambda_{ж}$ – критерий Прандтля, характеризующий теплофизические свойства конденсата; C – постоянный коэффициент.

Путем преобразования обобщенного уравнения получены практически важные формулы:

– для пучка вертикальных труб

$$\alpha = 3,78 \lambda_{ж} \sqrt[3]{\frac{\rho_{ж}^2 d_n n_{тр}}{\mu_{ж} G_{п}}}; \quad (1.51)$$

– для пучка горизонтальных труб

$$\alpha = 2,02 \varepsilon \lambda_{ж} \sqrt[3]{\frac{\rho_{ж}^2 L_{тр} n_{тр}^2}{\mu_{ж} G_{п}}}; \quad (1.52)$$

где ε – усредненный для всего пучка труб коэффициент, зависящий от расположения труб и их числа в вертикальном ряду; $L_{тр}$ – длина трубы; d_n – наружный диаметр трубы; $n_{тр}$ – число труб; $G_{п}$ – массовый расход пара. Теплофизические свойства конденсата $\lambda_{ж}, \mu_{ж}, c_{ж}, \rho_{ж}$ определяются при средней температуре пленки конденсата $t = 0,5(t_{ст} + t_{нас})$. Для одиночной трубы $\varepsilon=1$.

1.7. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА

Методы интенсификации можно подразделить на пассивные, которые не требуют прямых затрат энергии, и активные, которые требуют затрат энергии извне.

Пассивные методы

1. Специальная обработка поверхности теплообмена состоит в мелкомасштабном чередовании участков поверхности с чистой обработкой или с покрытиями (непрерывными или прерывными). Такие поверхности используются для кипения и конденсации; высота шероховатости на них меньше, чем высота, обеспечивающая воздействие на перенос теплоты в однофазной среде.

2. Использование шероховатых поверхностей, которые характеризуются различными конфигурациями от случайной шероховатости типа песочной до дискретных выступов. Конфигурация обычно выбирается так, чтобы разрушить

вязкий подслои в большей степени, чем увеличить площадь поверхности, на которой происходит теплоотдача. Применение шероховатых поверхностей нацелено главным образом на однофазные течения.

3. В теплообменниках широко применяются развитые поверхности, например, цельные трубы с оребрением профилированные или перфорированные поверхности. Установлено, что оребрение (рис. 1.4) увеличивает не только поверхность теплообмена, но и коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности к теплоносителю за счет турбулизации потока ребрами.

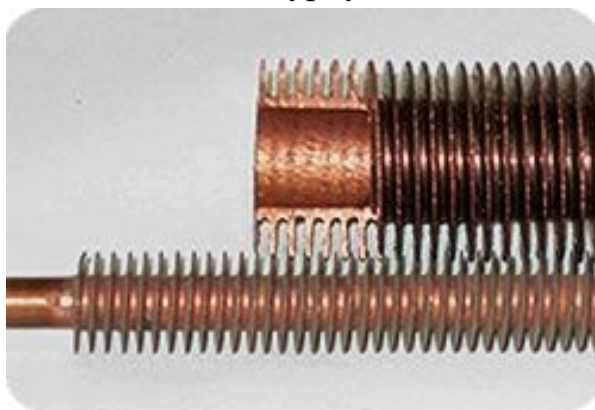


Рис.1.4. Оребренные теплообменные трубы

Технология витых трубок (рис.1.5) позволяет создать оборудование на основе стандартных кожухотрубчатых теплообменников с характеристиками, на порядок лучшими, чем у стандартных. Трубки для трубного пучка закручиваются на специальном аппарате, что позволяет создать завихряющийся поток в теплообменнике и прикреплять трубки друг к другу через каждый дюйм. Это позволяет увеличить число трубок по сравнению с обычным кожухотрубным теплообменником на 40 % при одинаковом размере кожуха и устранить механические вибрации.



Рис.1.5. Витые теплообменные трубы

4. Устройства, интенсифицирующие теплообмен за счет турбулизации пограничного слоя, помещаются внутрь канала, по которому течет жидкость (рис.1.6), таким образом, чтобы способствовать переносу энергии у нагреваемой поверхности. Они используются при вынужденной конвекции.



Рис.1.6. Турбулизирующие вставки из проволоки

5. Устройства, закручивающие поток, включают в себя ряд геометрических устройств или вставок в трубы, которые вызывают вращение потока при вынужденном течении и (или) вторичные течения: змеевики, входные турбулизаторы в виде скрученных лент и изогнутые вставки, размещаемые в ядре потока вдоль оси.

6. Устройства, интенсифицирующие теплообмен за счет эффектов использования поверхностного натяжения, состоят из фитилей или поверхностей, покрытых канавками (рис.1.7) для управления потоком жидкости при кипении и конденсации.



Рис.1.7. Теплообменная трубка с канавками на наружной поверхности

7. Добавки в жидкости включают твердые частицы и газовые пузырьки в однофазных потоках и жидкие добавки для кипящих систем.

8. Добавки в газовые потоки представляют собой капли или твердые частицы, которые образуют разбавленные (суспензии газ-твердая фаза) или плотные (псевдооживленные слои) смеси.

Активные методы

1. Интенсификация теплообмена с помощью механических средств включает в себя перемешивание жидкости при помощи механических устройств или вращения поверхности. Очистка поверхности, широко используемая в промышленных химических процессах для порционной обработки вязких жидкостей, применяется и при течении таких разных текучих сред, как высоковязкие пластики и воздух. Показано, что оснастка теплообменника вращающимися трубами приносит ощутимый коммерческий эффект.
2. Вибрация поверхности с низкой или высокой частотой используется главным образом для улучшения однофазного переноса теплоты.
3. Вибрация жидкости — более практичный способ интенсификации теплообмена вследствие того, что масса большинства теплообменников очень велика. Частота вибраций лежит в интервале от 1 Гц до ультразвука. Этот способ применим прежде всего к однофазным жидкостям.
4. Электростатические поля применяются при теплообмене диэлектрических жидкостей. Обычно электрические поля используются для того, чтобы вызывать более интенсивное перемешивание массы жидкости вблизи поверхности теплообмена.
5. Интенсификация может осуществляться подводом газа к текущей жидкости через пористую поверхность теплообмена или впрыскиванием сходной жидкости в направлении, противоположном основному потоку в секции теплообмена. Поверхностная дегазация жидкости может вызвать интенсификацию теплообмена. Интерес в данном случае представляют только однофазные потоки.
6. Процесс интенсификации теплообмена за счет отсоса основан на удалении пара при пузырьковом или пленочном кипении или на удалении жидкости через пористую поверхность теплообмена при однофазном течении.

Два или более перечисленных выше методов можно применять одновременно для большей интенсификации, чем при использовании каждого метода отдельно. Такие процессы называют комбинированной интенсификацией.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ

Цель работы: изучение основного закона теплопроводности и факторов, определяющих значение коэффициента теплопроводности; экспериментальное определение коэффициента теплопроводности теплоизоляционных материалов и его зависимости от температуры материала.

Описание схемы лабораторной установки

Принципиальная схема установки для определения коэффициента теплопроводности теплоизоляционных материалов представлена на рис. 2.1.

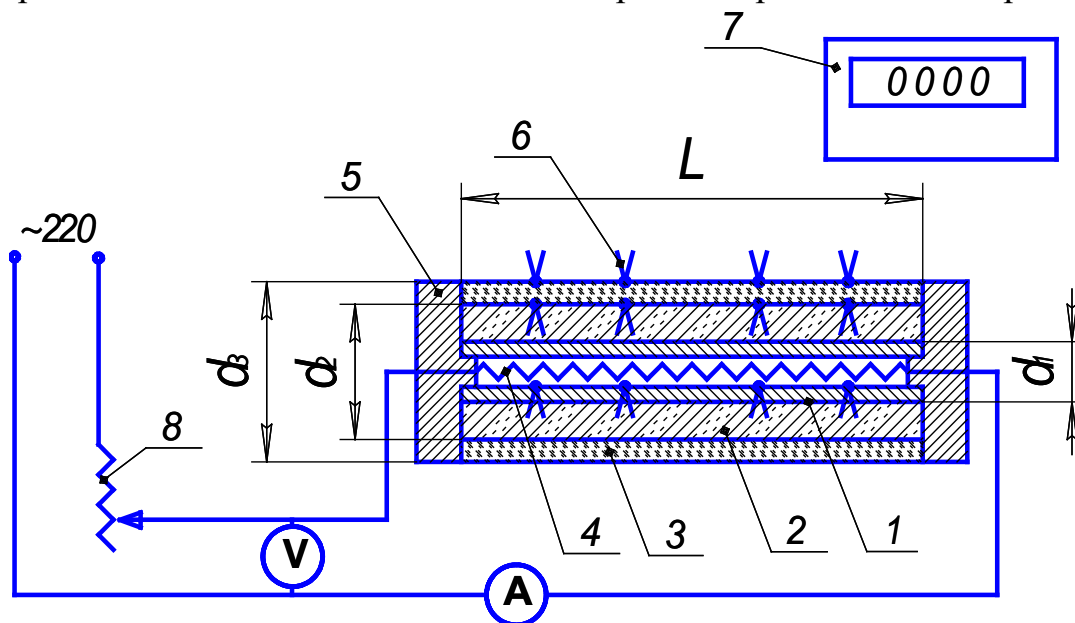


Рис. 2.1. Принципиальная схема лабораторной установки:

1 – медная трубка; 2 – слой асбеста; 3 – слой асбоцемента; 4 – электронагреватель; 5 – теплоизоляционные пробки; 6 – термопары; 7 – цифровое табло; 8 – регулятор напряжения

Установка состоит из медной трубы (1), наружный диаметр которой $d_1 = 75$ мм, длина $L = 913$ мм. Поверхность трубы покрыта двумя слоями теплоизоляционного материала. Первый слой (2) с наружным диаметром $d_2 = 99$ мм состоит из асбестовой крошки. Второй (3) – выполнен из асбоцемента и имеет наружный диаметр $d_3 = 113$ мм. Внутри трубы (1) установлен электронагреватель (4). С целью уменьшения потерь тепла труба с торцов закрыта теплоизоляционными пробками (5). Длина трубы значительно больше ее диаметра $L/d > 15$, что обеспечивает равномерное температурное поле по длине аппарата. Температура поверхностей слоев теплоизоляционных материалов измеряется при помощи термопар (6), подключенных к цифровому

табло (7). Мощность, потребляемая электронагревателем, устанавливается с помощью регулятора напряжения РН-250-10 (8) и определяется по показаниям амперметра и вольтметра.

Порядок выполнения работы

1. Включают установку и с помощью регулятора устанавливают значение силы тока, заданное преподавателем.

2. В таблицу экспериментальных данных заносят показания термодатчиков, отображаемые на цифровом табло. Запись всех значений температур производят через каждые 4 минуты в течение 40 минут.

3. В таком же порядке выполняют замеры при других, заданных значениях силы тока.

Таблица 2.1

Значения экспериментальных данных

Время, мин	Сила тока I, А	Напря- жение U, В	Температура внутреннего слоя асбестовой изоляции, °С				t _I , °С	Температура на границе слоев асбестовой и асбесто- цементной изоляции, °С				t _{II} , °С	Температура наружного слоя асбесто- цементной изоляции, °С				t _{III} , °С	
			t ₁	t ₂	t ₃	t ₄		t ₅	t ₆	t ₇	t ₈		t ₉	t ₁₀	t ₁₁	t ₁₂		

Обработка опытных данных

Обработка полученных результатов эксперимента для каждого значения силы тока проводится в следующем порядке:

1. Определяют средние температуры внутренней и наружной поверхности каждого слоя тепловой изоляции для всех экспериментальных измерений при данной силе тока:

$$t_I = (t_1 + t_2 + t_3 + t_4) / 4, \quad (2.1)$$

$$t_{II} = (t_5 + t_6 + t_7 + t_8) / 4, \quad (2.2)$$

$$t_{III} = (t_9 + t_{10} + t_{11} + t_{12}) / 4. \quad (2.3)$$

2. Вычисляют температуры в середине каждого слоя тепловой изоляции для всех экспериментальных измерений при данной силе тока:

$$t_{cp1} = (t_I + t_{II})/2, \quad (2.4)$$

$$t_{cp2} = (t_{II} + t_{III})/2. \quad (2.5)$$

3. Для вычисления величины теплового потока Q , проходящего через теплоизоляционные слои, используют данные лабораторного стенда.

4. Определяют значения коэффициента теплопроводности для асбеста и асбоцемента для всех экспериментальных измерений при данной силе тока:

$$\lambda_1 = \frac{Q \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{2\pi L \cdot (t_{cp1} - t_{cp2})}, \quad (2.6)$$

$$\lambda_2 = \frac{Q \cdot \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right)}{2\pi L \cdot (t_{cp2} - t_{cp3})}. \quad (2.7)$$

5. Заполняют таблицу расчетных данных. Строят график зависимости коэффициента теплопроводности от температуры в середине каждого слоя тепловой изоляции $\lambda = f(t_{cp})$.

Таблица 2.2

Расчётные данные

Время, мин	Температура в середине слоя асбестовой изоляции $t_{cp1}, ^\circ\text{C}$	Коэффициент теплопроводности асбестовой изоляции $\lambda_1, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Температура в середине слоя асбоцементной изоляции $t_{cp2}, ^\circ\text{C}$	Коэффициент теплопроводности асбоцементной изоляции $\lambda_2, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

6. Делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Какое явление называют теплопроводностью?
2. Что такое температурное поле, изотермическая поверхность и температурный градиент?
3. Запишите и сформулируйте закон теплопроводности Фурье.
4. Каков физический смысл и размерность коэффициента теплопроводности?
5. От каких факторов зависит коэффициент теплопроводности?
6. Запишите уравнения теплопроводности плоской и цилиндрической стенок.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Цель работы: определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции, установление зависимости коэффициента теплоотдачи от температурного напора и получение критериального уравнения для случая свободной конвекции.

Описание схемы лабораторной установки

Схема экспериментальной установки для исследования процесса теплоотдачи в свободном потоке воздуха представлена на рис. 3.1 (конструктивные размеры см. на стенде).

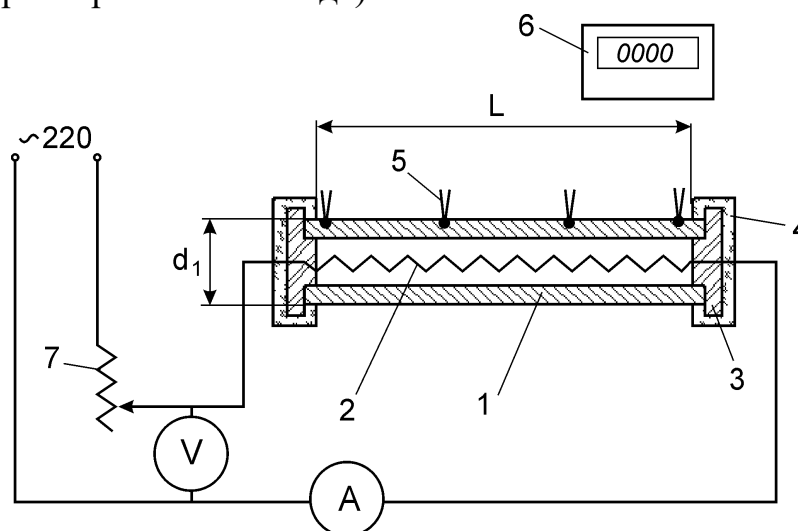


Рис. 3.1. Принципиальная схема лабораторной установки:

1 – металлическая труба; 2 – электронагреватель; 3 – керамические вставки; 4 – теплоизоляционные пробки; 5 – термопары; 6 – цифровой индикатор; 7 – регулятор напряжения

Установка состоит из трубы (1), электронагревателя (2), укрепленного на керамических вставках (3). Торцы трубы с целью уменьшения утечки теплоты закрыты теплоизоляционными пробками (4). Температура наружной поверхности трубы измеряется термопарами (5), подключенными к цифровому индикатору (6).

Температура окружающего воздуха измеряется термопарой, установленной на достаточном расстоянии от трубы. Потребляемая электрическим нагревателем мощность устанавливается регулятором напряжения (7) и измеряется с помощью амперметра и вольтметра.

Порядок выполнения работы

1. Включают установку и устанавливают заданное значение силы тока.
2. При достижении стационарного процесса теплоотдачи записывают показания приборов в табл. 3.1.
3. Затем в таком же порядке производят замеры при других, задаваемых преподавателем значениях силы тока.

Таблица 3.1

Таблица экспериментальных данных

№ п/п	Сила тока I, А	Напря- жение U, В	Температура стенки					Средняя температура стенки $t_{ст}$	Температура воздуха $t_{возд}$
			t_1	t_2	t_3	t_4	t_5		
1									
2									
3									
4									

Обработка опытных данных

Обработка экспериментальных данных производится для каждого установившегося режима работы установки в следующем порядке:

1. Определяют значение теплового потока от поверхности трубы в окружающую среду путем лучеиспускания (лучистая составляющая теплообмена) по уравнению (1.28), при условии, что:

$$C_{1-2} = C_{пр} = 5,67\varepsilon, \quad (3.1)$$

где $C_{пр}$ – приведенный коэффициент лучеиспускания, Вт/(м²·К⁴); ε – степень черноты поверхности трубы (см. табл. 4 приложения); $T_1 = T_{ст}$; $T_2 = T_в$.

2. Вычисляют значение теплового потока от поверхности трубы в окружающую среду за счет конвекции по формуле:

$$Q_k = UI - Q_l. \quad (3.2)$$

3. Рассчитывают температурный напор между поверхностью трубы и окружающей средой ($\Delta t_{ст} = t_{ст} - t_в$).

4. Определяют значение коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = Q_k / (\pi d L \Delta t_{ст}). \quad (3.3)$$

5. Определяют численные значения критериев Грасгофа, Прандтля, Нуссельта (определяющий размер $d_{эқв}$ – наружный диаметр трубы), определяющая температура $t = (t_{ст} + t_{возд})/2$. Расчётные формулы приведены на странице 10.

6. Рассчитанные значения заносят в табл. 3.2.

7. Строят графики зависимости коэффициента теплоотдачи от температурного напора.

Таблица 3.2

Таблица расчетных данных

№ п/п	Q, Вт	Q _л , Вт	Q _к , Вт	Δt _{ст} , °C	α, Вт/ м ² К	Nu = $\frac{\alpha d_{\text{экв}}}{\lambda}$	lgNu	Pr = $\frac{\nu}{a}$	Gr	Pr·Gr	lg(Pr·Gr)
1											
2											
3											
4											

8. Строят график $\lg Nu = f[\lg(Gr \cdot Pr)]$ и находят значение коэффициента С и показателя степени n в уравнении (1.22).

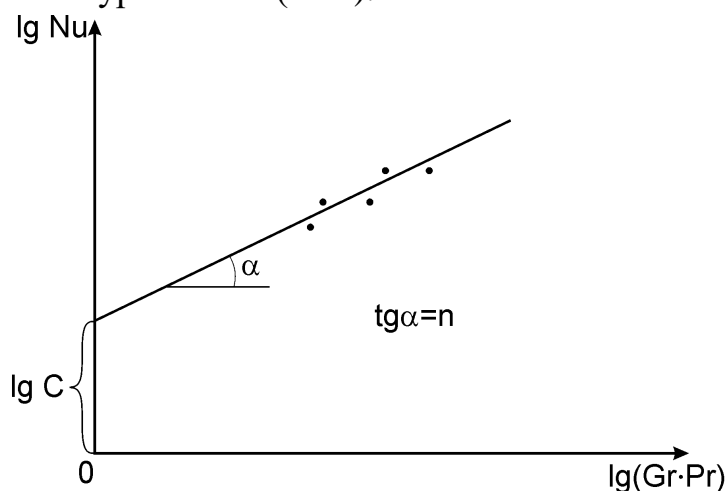


Рис. 3.2. Зависимость $\lg Nu = f[\lg(Gr \cdot Pr)]$

9. Опытные значения С и n сравнивают с данными табл. 1.1.

10. Делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Какой способ переноса теплоты называется конвекцией?
2. Сформулируйте понятие естественной конвекции.
3. Какой процесс переноса теплоты называется теплоотдачей?
4. От каких факторов зависит коэффициент теплоотдачи, в каких единицах измеряется?
5. Запишите критериальное уравнение для случая естественной (свободной) конвекции.
6. Каким образом зависит коэффициент теплоотдачи от температурного напора?

4. ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Цель работы: изучение теплоотдачи при вынужденной конвекции; изучение взаимного излучения двух твердых тел; определение тепловых потоков, коэффициента теплоотдачи, расчет коэффициента полезного действия установки.

Описание схемы лабораторной установки

Схема экспериментальной установки для исследования процесса теплоотдачи при вынужденном движении потока воздуха представлена на рис. 4.1 (конструктивные размеры см. на стенде установки).

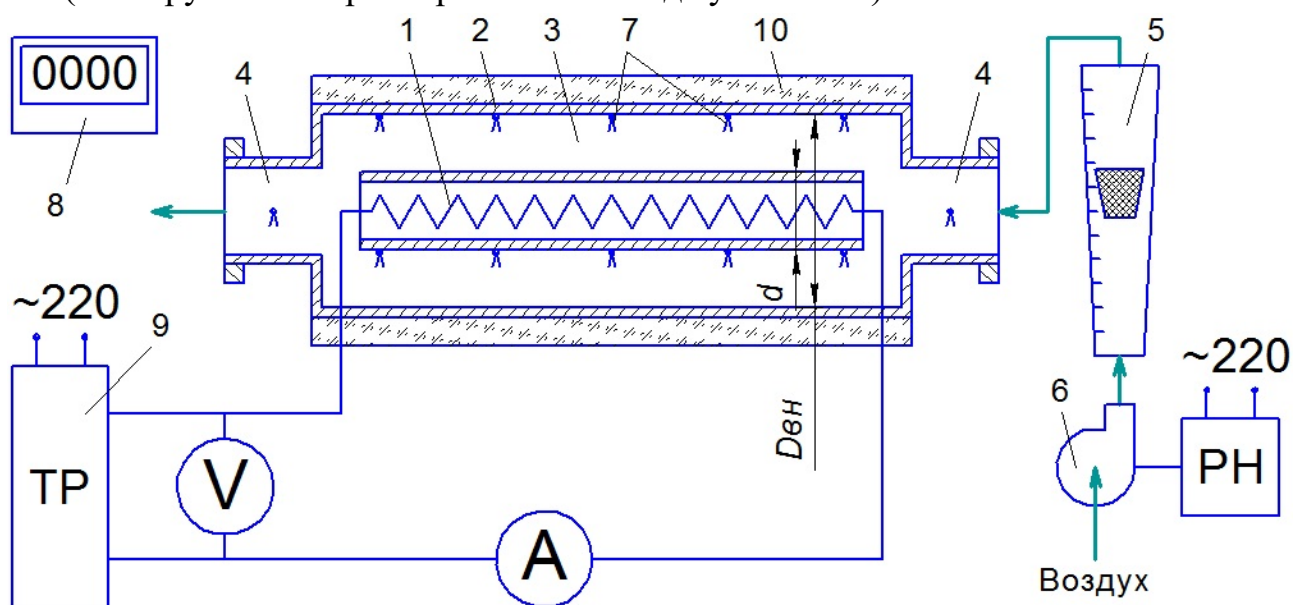


Рис. 4.1. Принципиальная схема лабораторной установки:

1 – электронагреватель; 2 – корпус теплообменника; 3 – кольцевой зазор; 4 – воздухопроводы; 5 – ротаметр; 6 – вентилятор; 7 – термопары; 8 – цифровой индикатор; 9 – тиристорный регулятор тока; 10 – тепловая изоляция

Установка состоит из электрического нагревателя 1, цилиндрического корпуса теплообменника 2, образующих кольцевое пространство 3, по которому движется воздух, поступающий по воздухопроводу 4. Регулирование подачи воздуха производят путем изменения скорости вращения рабочего колеса центробежного вентилятора (6). Расход воздуха определяют с помощью ротаметра (5). Измерение температуры воздуха и стенок аппарата осуществляется термопарами, соединенными с цифровым индикатором (8). Потребляемая электрическим нагревателем мощность регулируется с помощью тиристорного регулятора тока (9) и рассчитывается по показаниям амперметра

и вольтметра. Для уменьшения потерь тепла наружная поверхность теплообменника покрыта тепловой изоляцией 10.

Нагретая наружная стенка электронагревателя передает теплоту излучением внутренней стенке корпуса теплообменника. Проходящий по кольцевому пространству воздух нагревается за счет конвективного теплообмена, так как воздух, являясь двухатомным газом, не поглощает лучистую энергию.

В зависимости от теплового режима в рассматриваемой системе могут иметь место два случая. В первом – при $t_{ст2} > t_B$ воздух получает теплоту за счет конвекции как от наружной стенки нагревателя, так и от внутренней поверхности стенки теплообменника (рис. 4.2, а). Во втором – при $t_B > t_{ст2}$, воздух получает теплоту за счет конвекции от наружной стенки нагревателя и отдает таким же путем часть теплоты внутренней поверхности стенки теплообменника (рис. 4.2, б).

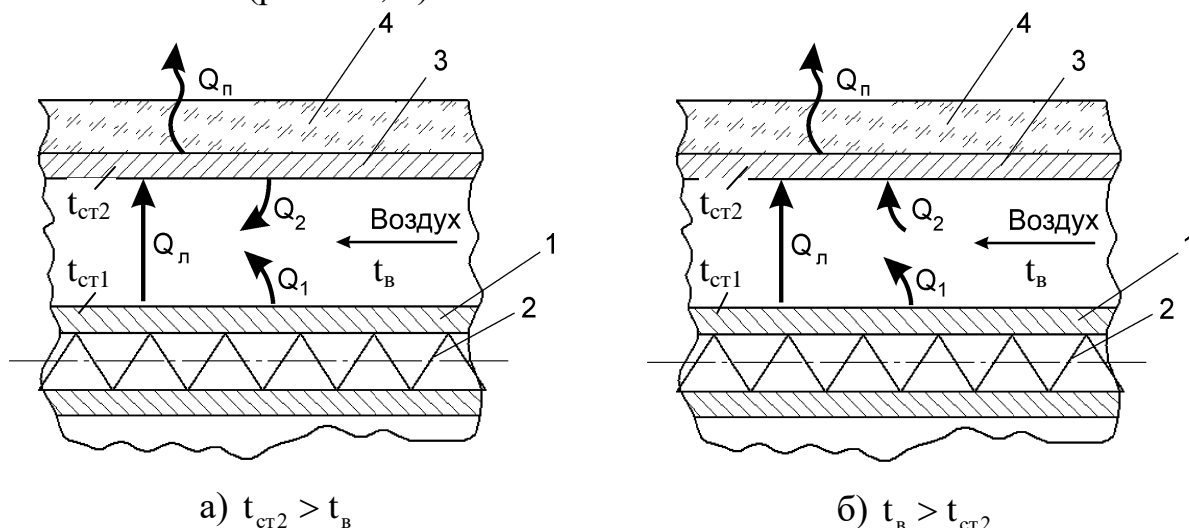


Рис. 4.2. Схема тепловых потоков в воздушном теплообменнике:

1 – стенка нагревателя; 2 – спираль нагревателя; 3 – наружная стенка теплообменника; 4 – тепловая изоляция

Средние температуры стенок $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$ находятся как средние интегральные величины. Для этого необходимо изобразить схему размещения термодатчиков для измерения температур по длине поверхности стенки (рис. 4.3).

Тогда средняя температура стенки может быть рассчитана следующим образом:

$$t = \frac{\int_0^L t dx}{L}. \quad (4.1)$$

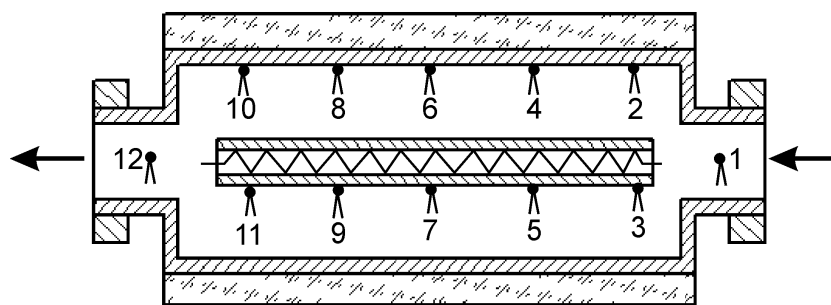


Рис. 4.3. Схема размещения термопар

Применяя для вычисления определенного интеграла формулу численного интегрирования методом трапеций, получаем расчётные соотношения для частного случая:

$$t_{\text{ст1}} = \frac{1}{8}(t_3 + 2t_5 + 2t_7 + 2t_9 + t_{11}), \quad (4.2)$$

$$t_{\text{ст2}} = \frac{1}{8}(t_2 + 2t_4 + 2t_6 + 2t_8 + t_{10}). \quad (4.3)$$

Порядок выполнения работы

1. Устанавливают с помощью ротаметра заданный расход воздуха. По калибровочному графику определяют объемный расход воздуха V_C .
2. Включают электрический нагреватель и устанавливают заданное значение силы тока.
3. Каждые 3 мин измеряют температуры воздуха на входе и выходе из аппарата и температуры стенок нагревателя и теплообменной поверхности до наступления стационарного режима процесса теплоотдачи – установления постоянных температур по времени.
4. Опытные данные заносят в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Значения экспериментальных данных

Время опыта τ , мин	Расход воздуха V_C , м ³ /с	Сила тока I , А	Напряжение U , В	Температура стенки корпуса					Средняя температура $t_{\text{ст2}}$	Температура стенки нагревателя					Средняя температура $t_{\text{ст1}}$	Температура воздуха		Средняя температура t_B
				t_2	t_4	t_6	t_8	t_{10}		t_3	t_5	t_7	t_9	t_{11}		$t_H=t_1$	$t_K=t_{12}$	

5. Средние температуры стенок нагревателя $t_{ст1}$ и калорифера $t_{ст2}$ находят по формулам (4.2) и (4.3), соответственно.

6. Среднюю температуру воздуха в калорифере находят как среднеарифметическую величину:

$$t_b = 0,5(t_n + t_k) = 0,5(t_1 + t_{12}). \quad (4.4)$$

7. По табл. 1 приложения находят физические свойства воздуха при температуре t_b : плотность ρ , удельную массовую теплоёмкость c_p , теплопроводность λ , динамический коэффициент вязкости μ и критерий Прандтля Pr .

8. Рассчитывают массовый расход воздуха, кг/с, по формуле (4.5)

$$G = \rho V_C. \quad (4.5)$$

Обработка опытных данных

Для обработки берутся опытные данные, полученные при стационарном режиме работы установки (последняя строка в таблице 4.1).

1. Рассчитывают среднюю скорость движения воздуха в кольцевом пространстве установки, м/с:

$$W = \frac{V_C}{0,785(D_{вн}^2 - d_n^2)}, \quad (4.6)$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр теплообменной трубки, м; d_n – наружный диаметр нагревателя.

2. Определяют численное значение критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{W d_{экр} \rho}{\mu}, \quad (4.7)$$

где $d_{экр} = D_{вн} - d_n$ – эквивалентный диаметр кольцевого канала, в котором движется воздух.

3. Рассчитывают критерий Нуссельта:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{D_{вн}}{d_n} \right)^{0,45} \varepsilon_\ell. \quad (4.8)$$

4. Рассчитывают коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²К):

$$\alpha_{конв} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{экр}}. \quad (4.9)$$

5. Из уравнения теплоотдачи определяют конвективный тепловой поток от наружной стенки нагревателя воздуху Q_1 и конвективный поток Q_2 , направление которого зависит от температур воздуха и стенки калорифера, Вт:

$$Q_1 = \alpha_{конв} (t_{ст1} - t_b) F_1, \quad (4.10)$$

$$Q_2 = \alpha_{конв} (t_{ст2} - t_b) F_2, \quad (4.11)$$

где $F_1 = \pi d_n L$ – площадь наружной стенки нагревателя, $F_2 = \pi D_{вн} L$ – площадь внутренней поверхности теплообменной трубки.

В зависимости от теплового режима в рассматриваемой схеме могут иметь место два случая (рис. 4.2). В первом – при $t_{ст2} > t_b$ воздух получает теплоту за счет конвекции от внутренней поверхности стенки теплообменника, $Q_2 > 0$. Во втором – при $t_b > t_{ст2}$, воздух отдает часть теплоты за счет конвекции внутренней поверхности стенки теплообменника, $Q_2 < 0$.

Тепловой поток, полученный воздухом конвекцией, Вт, может быть найден по формуле:

$$Q_{конв} = Q_1 + Q_2. \quad (4.12)$$

6. Из уравнения теплового баланса находят тепловой поток, Вт, передаваемый воздуху за счёт конвекции:

$$Q_b = Gc_p(t_k - t_n). \quad (4.13)$$

Сопоставляют величины тепловых потоков, рассчитанных по формулам (4.12) и (4.13).

7. Определяют мощность электронагревателя, Вт:

$$Q_0 = UI. \quad (4.14)$$

8. Определяют коэффициент полезного действия установки:

$$\eta = \frac{Q_{конв}}{Q_0}. \quad (4.15)$$

9. Рассчитывают лучистый тепловой поток, поглощенный внутренней поверхностью теплообменной трубки, $Q_{л}$, Вт:

$$Q_{л} = C_{1-2} F_1 \left[\left(\frac{T_{ст1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ст2}}{100} \right)^4 \right] \varphi, \quad (4.16)$$

где C_{1-2} – коэффициент взаимного излучения, Вт/(м²·К⁴); F_1 – площадь поверхности излучения, м²; $T_{ст1}$, $T_{ст2}$ – абсолютные температуры поверхностей наружной стенки нагревателя и внутренней поверхности теплообменной трубки: $T_{ст} = t_{ст} + 273$, К; φ – средний угловой коэффициент, который определяется формой и размерами участвующих в теплообмене поверхностей, их взаимным расположением в пространстве и расстоянием между ними.

Если тело, излучающее теплоту, заключено внутри другого тела, то $\varphi = 1$, а коэффициент взаимного излучения, Вт/(м²К⁴), определяют по формуле:

$$C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}, \quad (4.17)$$

где $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно чёрного тела, $C_1 = C_0\varepsilon_1$ – коэффициент излучения более нагретого тела (стенки нагревателя), $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}^4)$; $C_2 = C_0\varepsilon_2$ – коэффициент излучения менее нагретого тела (стенки калорифера), $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}^4)$; ε_1 и ε_2 – степени черноты стенок нагревателя и калорифера соответственно, определяются по материалу в справочной литературе (табл. 4 приложения).

10. Определяют потери теплоты в окружающую среду, Вт:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{л}} - Q_2. \quad (4.18)$$

11. Рассчитывают эффективный коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, при сложном теплообмене по уравнению:

$$\alpha_{\text{об}} = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{конв}} + \frac{Q_{\text{л}}}{F_1(t_{\text{ст1}} - t_{\text{в}})}. \quad (4.19)$$

12. Делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Какой способ переноса теплоты называется вынужденной конвекцией?
2. Каким образом определяется коэффициент теплоотдачи в зависимости от значения критерия Рейнольдса?
3. Перечислите основные критерии теплового подобия и сформулируйте их физический смысл.
4. Запишите уравнение теплового баланса для данной установки.
5. Дайте определение тепловому излучению.
6. По какому уравнению определяется тепловой поток, переходящий от более нагретого тела к менее нагретому посредством излучения?
7. Как рассчитывается общий коэффициент теплоотдачи при сложном теплообмене?

5. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООТДАЧИ И ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ В РАЗЛИЧНЫХ ТИПАХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Цель работы: знакомство с устройством и работой основных типов теплообменных аппаратов, овладение методикой расчёта коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, составление тепловых балансов.

Описание схемы лабораторной установки

В лаборатории имеются несколько конструкций теплообменников: «труба в трубе», кожухотрубчатый теплообменник с неподвижной трубной решеткой, кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой, кожухотрубчатый теплообменник с перегородками в межтрубном пространстве.

Схема экспериментальной установки для исследования процессов теплоотдачи и теплопередачи в теплообменнике типа «труба в трубе» (ТТ) представлена на рис. 5.1 (конструктивные размеры см. на стенде установки).

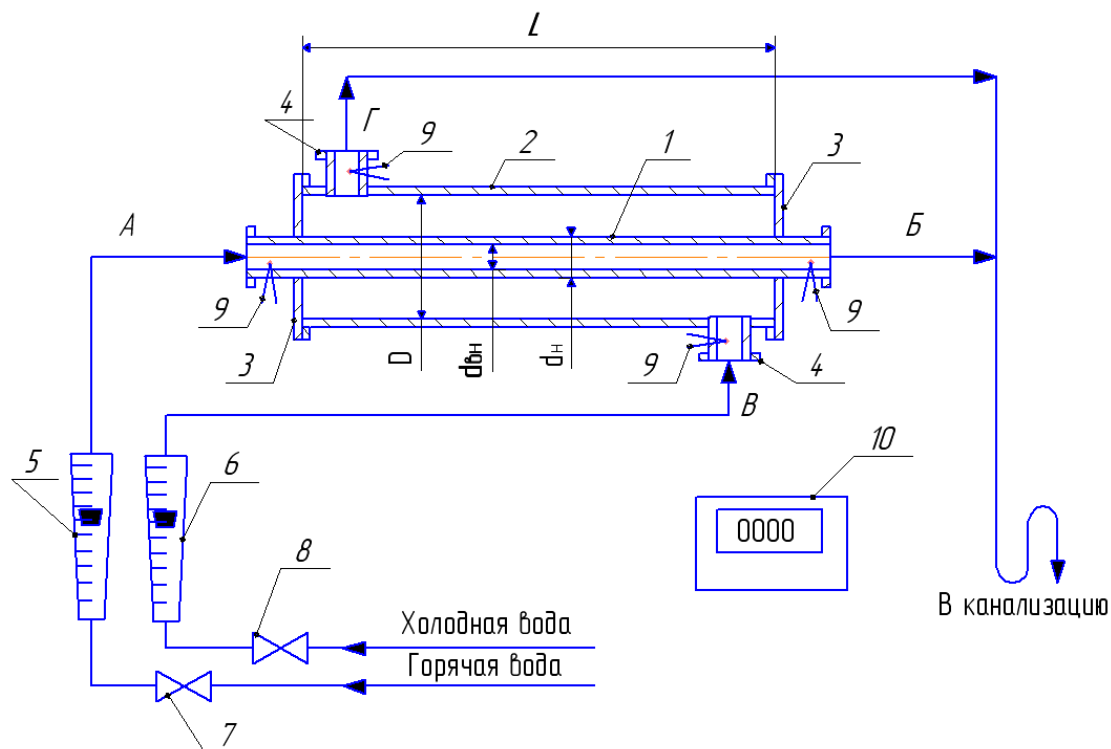


Рис. 5.1. Принципиальная схема теплообменника «труба в трубе» (ТТ):
1 – внутренняя труба; 2 – наружная труба; 3 – крышки; 4 – штуцеры; 5,6 – ротаметры; 7,8 – вентили; 9 – термопары; 10 – цифровой индикатор

Теплообменник этого типа является самым простым теплообменником по конструктивному оформлению, применяемым в химической технологии. Он состоит из внутренней (1) и наружной (2) труб, крышек (3) и штуцеров (4) для

подвода и отвода теплоносителей. Расход теплоносителей определяют по показаниям ротаметров (5) и (6), а их регулирование осуществляется с помощью вентилей (7) и (8). Контроль температур теплоносителей производится термопарами (9), соединёнными с цифровым индикатором (10).

Схема экспериментальной установки для исследования процессов теплоотдачи и теплопередачи в теплообменнике с неподвижной трубной решеткой (ТН) представлена на рис. 5.2 (конструктивные размеры см. на стенде установки). Теплообменник типа ТН состоит из корпуса (1), трубных решеток (2) с закреплёнными в них теплообменными трубками (3), крышек (11), штуцеров для подвода и отвода теплоносителей (4). Расход теплоносителей определяют по показаниям ротаметров (5) и (6), а их регулирование осуществляется с помощью вентилей (7) и (8). Контроль температур теплоносителей производится термопарами (9), соединёнными с цифровым индикатором (10).

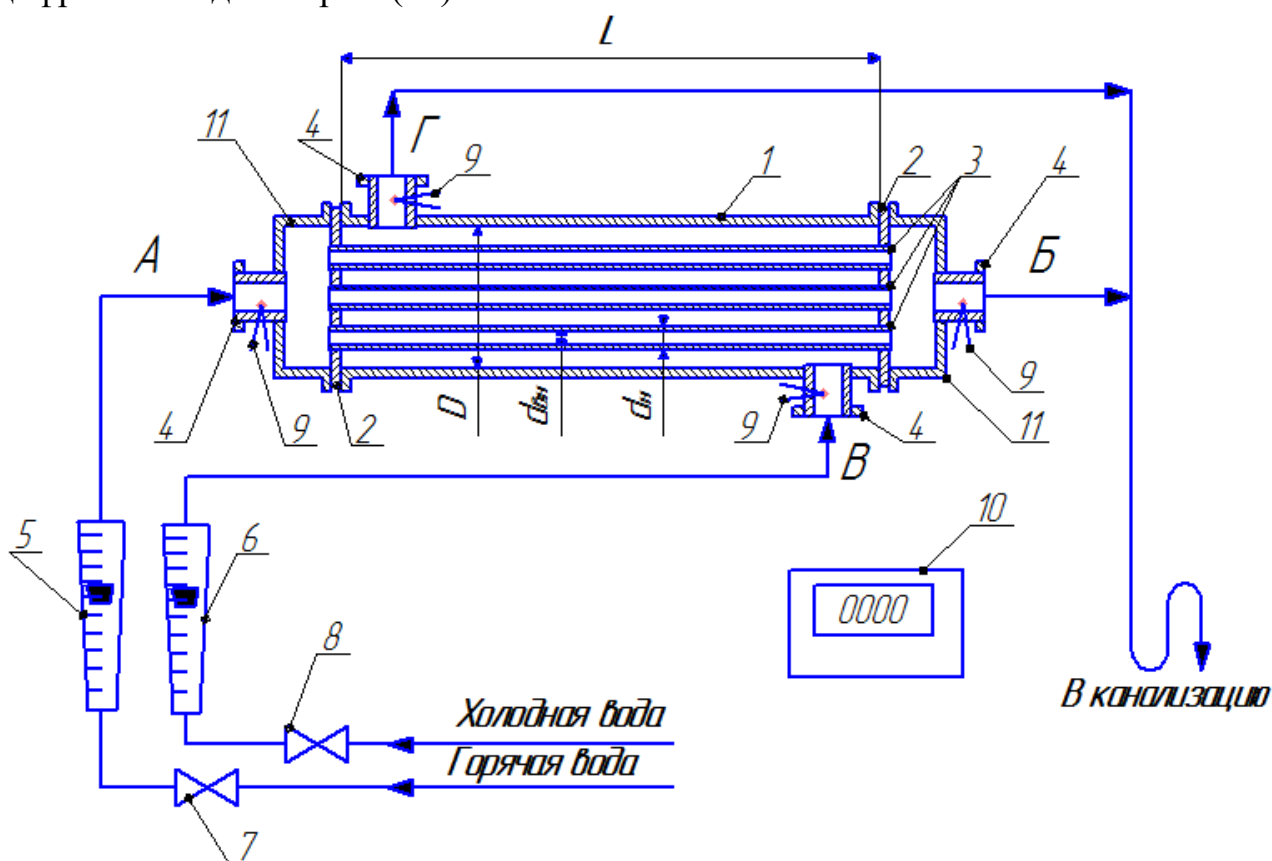


Рис. 5.2. Принципиальная схема одноходового кожухотрубчатого теплообменника типа ТН: 1 – корпус; 2 – трубные решетки; 3 – теплообменные трубки; 4 – штуцеры; 5, 6 – ротаметры; 7, 8 – вентили; 9 – термопары; 10 – цифровой индикатор; 11 – крышки

Схема экспериментальной установки для исследования процессов теплоотдачи и теплопередачи в теплообменнике с плавающей головкой (ТП) представлена на рис. 5.3 (конструктивные размеры см. на стенде установки).

Теплообменник типа ТП состоит из корпуса (1), трубной решетки (2), теплообменных трубок (3), крышки с перегородкой (4), плавающей головки (5) и штуцеров для подвода и отвода теплоносителей (6). Контроль температур теплоносителей осуществляется с помощью термомпар (7), соединённых с цифровым индикатором (12). Расходы теплоносителей измеряются калиброванными ротаметрами (8), (9), а их регулирование осуществляется вентилями (10), (11).

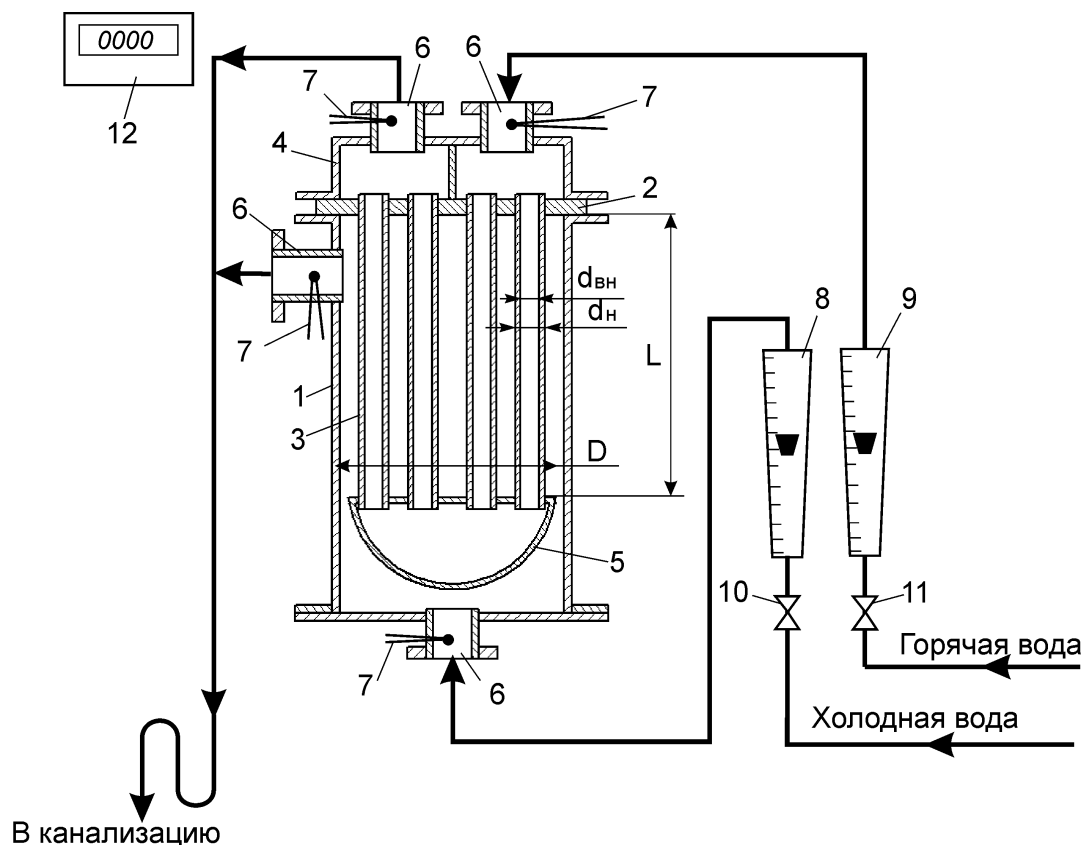


Рис. 5.3. Принципиальная схема теплообменника с плавающей головкой типа ТП: 1 – корпус; 2 – трубная решетка; 3 – теплообменные трубки; 4 – крышка с перегородкой; 5 – плавающая головка; 6 – штуцера; 7 – термомпары; 8,9 – ротаметры; 10,11 – вентили; 12 – цифровой индикатор

Для интенсификации процесса теплообмена в промышленности применяют теплообменники с перегородками в межтрубном пространстве. Схема экспериментальной установки для исследования процессов теплоотдачи и теплопередачи в теплообменнике с неподвижной решеткой и с перегородками в межтрубном пространстве (ТНП) представлена на рис. 5.4 (конструктивные размеры см. на стенде установки). Теплообменник типа ТНП состоит из корпуса (1), трубных решеток (2), теплообменных трубок (3), перегородок в межтрубном пространстве (4), крышек (5), штуцеров (6) для

подвода и отвода теплоносителей. Контроль температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника осуществляют с помощью термодпар (7), соединенных с цифровым индикатором (8). Измерение расходов теплоносителей производят калиброванными ротаметрами (9), (10), а их регулирование – с помощью вентиля (11), (12).

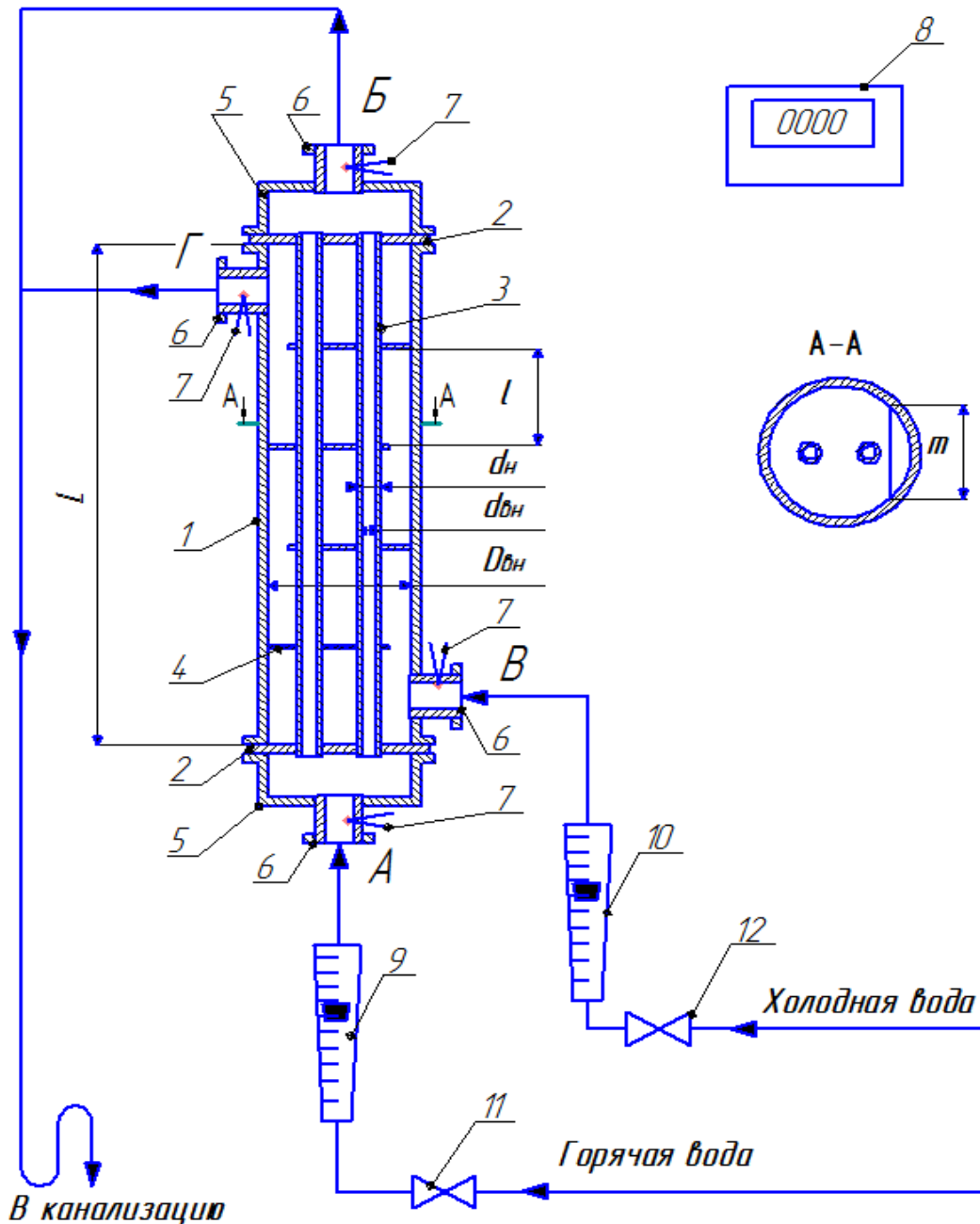


Рис. 5.4. Принципиальная схема теплообменника с перегородками в межтрубном пространстве:

1 – корпус; 2 – трубные решетки; 3 – теплообменные трубки; 4 – перегородки; 5 – крышки; 6 – штуцеры; 7 – термодпары; 8 – цифровой индикатор; 9, 10 – ротаметры; 11, 12 – вентили

Порядок выполнения работы

1. По заданию преподавателя для указанного теплообменника устанавливают по ротаметрам расходы холодного и горячего теплоносителей. По калибровочным графикам определяют объёмные расходы.
2. Каждые 5 минут измеряют температуры теплоносителей на входе и выходе из теплообменника до установления стационарного режима, т.е. до постоянства температур во времени.
3. Опытные данные заносят в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Значения экспериментальных данных

Время опыта τ , мин	Показания ротаметров		Расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$		Температура воды, $^{\circ}\text{C}$			
	Горячей воды	Холодной воды	Горячей, V_{c1}	Холодной, V_{c2}	Горячей		Холодной	
					на входе, $t_{1н}$	на выходе, $t_{1к}$	на входе, $t_{2н}$	на выходе, $t_{2к}$

Для обработки берутся опытные данные, полученные при стационарном режиме работы установки (последняя строка в табл. 5.1).

Порядок расчета

1. Составляют температурную схему процесса теплопередачи (рис. 5.5, 5.6) и рассчитывают его среднюю движущую силу Δt_{cp} .

Вид температурной схемы зависит от взаимного направления движения теплоносителей в аппарате: прямоток или противоток. Его можно определить по схеме установки.

Средняя движущая сила процесса теплопередачи при прямоточном и противоточном движении теплоносителей определяется следующим образом:

$$\text{если } \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_{\bar{м}}} \leq 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} + \Delta t_{\bar{м}}}{2}, \quad (5.1)$$

$$\text{если } \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_{\bar{м}}} > 2, \text{ то } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_{\bar{м}}}{\ln(\Delta t_{\bar{6}}/\Delta t_{\bar{м}})}, \quad (5.2)$$

где $\Delta t_{\bar{6}}$ и $\Delta t_{\bar{м}}$ – разности температур теплоносителей на концах теплообменника.

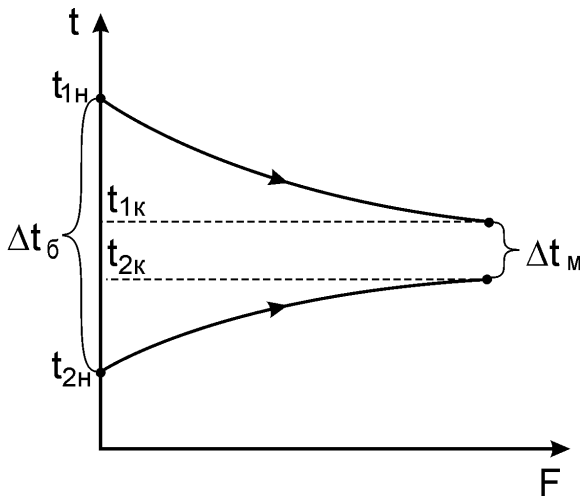


Рис. 5.5. Изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при движении их прямооток

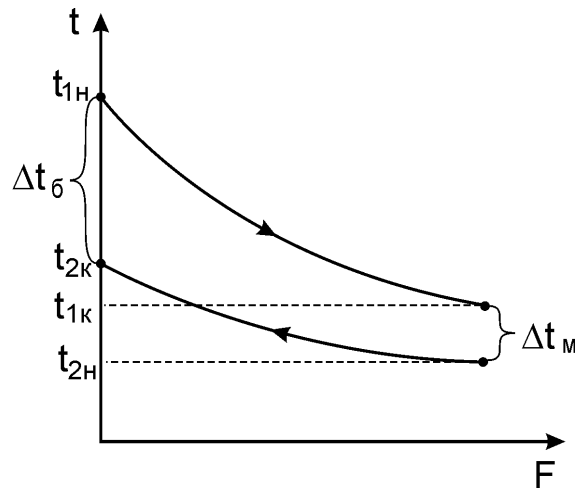


Рис. 5.6. Изменение температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена при движении их противотоком

Формулы (5.1)÷(5.2) справедливы для одноходовых теплообменников. В случае теплообменника с плавающей головкой (ТП) мы имеем дело со смешанным током движения теплоносителей. Средняя движущая сила процесса теплопередачи при смешанном токе определяется следующим образом:

$$\Delta t'_{cp} = \Delta t_{cp} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (5.3)$$

где Δt_{cp} – средняя движущая сила процесса при противоточном движении теплоносителей, °С; $\varepsilon_{\Delta t} < 1$ – поправочный множитель на смешанный ток, учитывающий соотношение перепадов температур теплоносителей и степень нагрева более холодного теплоносителя (см. рис. 5.7).

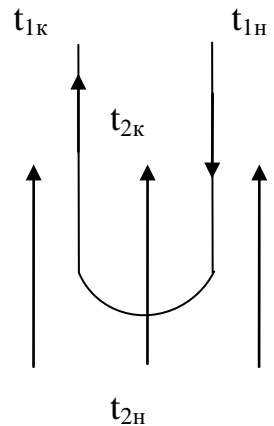
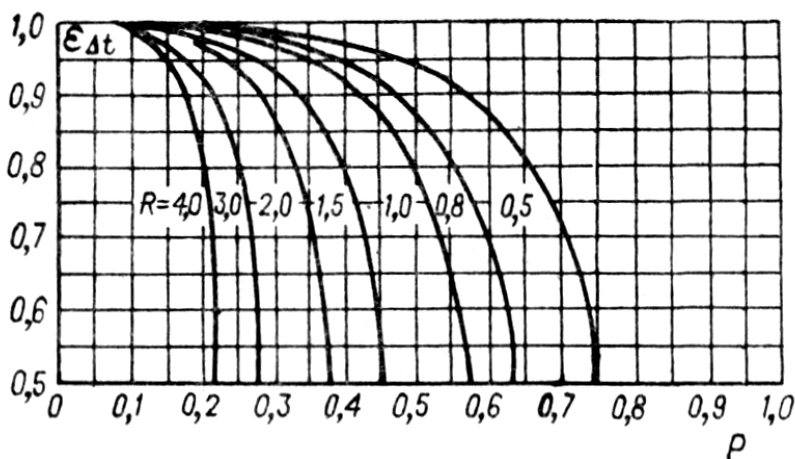


Рис. 5.7. Поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ для смешанного тока в многоходовых кожухотрубчатых теплообменниках с одним ходом в межтрубном пространстве и двумя, четырьмя, шестью и более ходами в трубном пространстве.

$$P = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{2н}}; R = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{2к} - t_{2н}}.$$

2. Рассчитывают средние температуры теплоносителей, при которых определяют теплофизические свойства.

Сначала выбирается теплоноситель, у которого температура меняется на меньшее число градусов. Средняя температура его рассчитывается как среднеарифметическая. Температура теплоносителя, изменяющаяся на большее число градусов, определяется с учётом средней движущей силы.

а) если $(t_{1н} - t_{1к}) > (t_{2к} - t_{2н})$, то $t_{2ср} = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2}$, а $t_{1ср} = t_{2ср} + \Delta t_{ср}$; (5.4)

б) если $(t_{1н} - t_{1к}) < (t_{2к} - t_{2н})$, то $t_{1ср} = \frac{t_{1н} + t_{1к}}{2}$, а $t_{2ср} = t_{1ср} - \Delta t_{ср}$. (5.5)

При рассчитанных средних температурах находят по табл. 2 приложения теплофизические свойства теплоносителей: плотность ρ , удельную массовую теплоёмкость c_p , теплопроводность λ , динамический коэффициент вязкости μ , коэффициент объёмного расширения β и критерий Прандтля Pr . Полученные значения заносят в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Теплофизические свойства теплоносителей

Теплоноситель	$t_{ср}, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\mu, \text{Па} \cdot \text{с}$	β, K^{-1}	Pr
1, горячая вода							
2, холодная вода							

3. Составляют тепловой баланс и проверяют невязку:

$$Q_1 = G_1 c_{p1} (t_{1н} - t_{1к}) \quad \text{Вт}, \quad (5.6)$$

$$Q_2 = G_2 c_{p2} (t_{2к} - t_{2н}) \quad \text{Вт}, \quad (5.7)$$

где $G_1 = \rho_1 V_{c1}$ и $G_2 = \rho_2 V_{c2}$ – массовые расходы горячей и холодной воды.

4. Определяют поверхность теплообмена F , м^2 :

а) для теплообменника типа **ТТ**:

$$F = \pi d_{ср} L, \quad (5.8)$$

где $d_{ср} = (d_{н} + d_{вн})/2$ – средний диаметр внутренней трубы, м; $d_{н}$, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр трубы, м; L – длина теплообменной поверхности, м;

б) для теплообменников типа **ТН** и **ТНП**:

$$F = \pi d_{ср} L n, \quad (5.9)$$

где n – число теплообменных трубок;

в) для теплообменника типа **ТП**:

$$F = F_{\text{тр}} + 0,5F_{\text{сф}} = \pi \cdot d_{\text{ср}} L n + 2\pi R^2, \quad (5.10)$$

где R – радиус сферы; n – общее число теплообменных трубок.

5. Определяют опытное значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²К):

$$K_{\text{оп}} = \frac{Q}{F\Delta t_{\text{ср}}}, \quad (5.11)$$

где Q – меньший из тепловых потоков, найденных в пункте 3.

6. Определяют площадь сечений для горячего S_1 и холодного S_2 теплоносителей, м²:

а) для теплообменника типа ТТ:

$$S_1 = 0,785d_{\text{вн}}^2, \quad (5.12)$$

$$S_2 = 0,785(D^2 - d_{\text{н}}^2), \quad (5.13)$$

где D – внутренний диаметр корпуса, м;

б) для теплообменника типа ТН:

$$S_1 = 0,785d_{\text{вн}}^2 n, \quad (5.14)$$

$$S_2 = 0,785(D^2 - nd_{\text{н}}^2); \quad (5.15)$$

в) для теплообменника с плавающей головкой (типа ТП):

$$S_1 = 0,785d_{\text{вн}}^2 n_0, \quad (5.16)$$

$$S_2 = 0,785(D^2 - nd_{\text{н}}^2), \quad (5.17)$$

где $n_0 = n/2$ – число труб в одном ходу, так как теплообменник является двухходовым;

г) для теплообменника с перегородками (ТНП):

$$S_1 = 0,785d_{\text{вн}}^2 n, \quad (5.18)$$

S_2 – площадь самого узкого сечения потока (в вырезе перегородки), её значение приведено на лабораторном стенде.

7. Для каждого теплоносителя находят скорости движения, м/с:

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 S_1} \text{ и } W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S_2}. \quad (5.19)$$

8. Определяют эквивалентные диаметры для горячего $d_{\text{экв1}}$ и холодного $d_{\text{экв2}}$ теплоносителей, м:

а) для теплообменника типа ТТ:

$$d_{\text{экв1}} = d_{\text{вн}}, \quad d_{\text{экв2}} = D - d_{\text{н}}. \quad (5.20)$$

б) для теплообменников типа ТН и ТП:

$$d_{\text{экв1}} = d_{\text{вн}}, \quad d_{\text{экв2}} = \frac{D^2 - nd_{\text{н}}^2}{D + nd_{\text{н}}}. \quad (5.21)$$

в) для теплообменника типа ТНП:

$$d_{\text{экв1}} = d_{\text{вн}}, d_{\text{экв2}} = d_{\text{н}}. \quad (5.22)$$

9. Определяют режим движения для теплоносителей по значению критериев Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{\text{экв1}} \rho_1}{\mu_1} \text{ и } Re_2 = \frac{W_2 d_{\text{экв2}} \rho_2}{\mu_2}. \quad (5.23)$$

10. Температуры стенок со стороны горячей $t_{1\text{ст}}$ и холодной $t_{2\text{ст}}$ воды находят по формулам:

$$t_{1\text{ст}} = t_{1\text{ср}} - \Delta t_1, \quad (5.24)$$

$$t_{2\text{ст}} = t_{2\text{ср}} + \Delta t_2. \quad (5.25)$$

Входящие в эти уравнения значения частных температурных напоров Δt_1 и Δt_2 предварительно оценивают по формулам (5.26) и (5.27):

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_{\text{ср}} - (1 \div 2^\circ\text{C})}{1 + Re_1/Re_2}, \quad (5.26)$$

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta t_{\text{ср}} - (1 \div 2^\circ\text{C})}{1 + Re_2/Re_1}. \quad (5.27)$$

Определяют критерии Прандтля для слоя теплоносителя, находящегося в непосредственной близости к теплообменной стенке: $Pr_{\text{ст1}}$ и $Pr_{\text{ст2}}$ (см. рис. 5.8). Значения этих критериев находятся по табл. 2 приложения при температурах стенок со стороны горячей $t_{1\text{ст}}$ и холодной $t_{2\text{ст}}$ воды, соответственно.

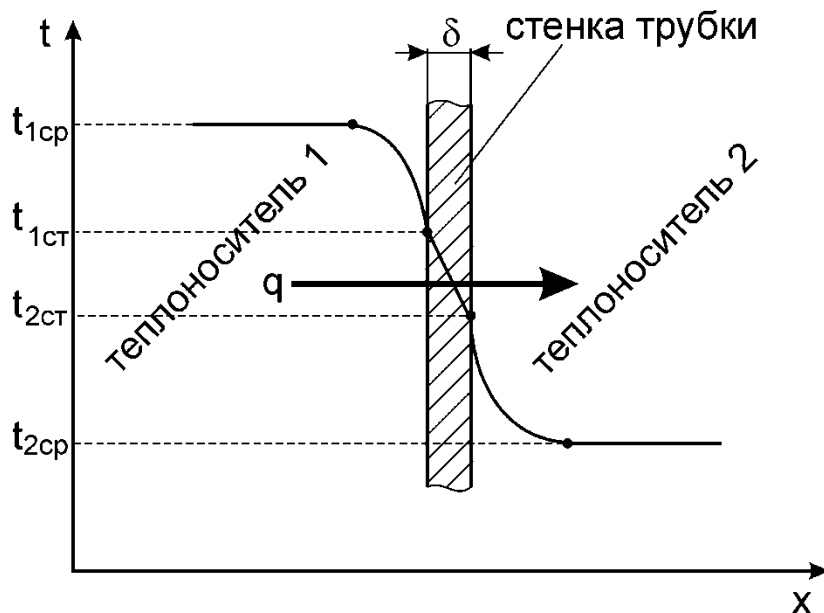


Рис. 5.8. Распределение температур при теплопередаче

11. По значениям критерия Рейнольдса Re_1 и Re_2 выбирают соответствующее режиму движения критериальное уравнение (5.28)-(5.34) для расчёта критериев Нуссельта Nu_1 и Nu_2 .

Для расчёта критерия Нуссельта при вынужденном движении потока **в прямых трубах или каналах** можно рекомендовать следующие уравнения:

а) для ламинарного режима движения теплоносителя, $Re \leq 2320$:

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\ell}, \quad (5.28)$$

б) для переходного режима движения теплоносителя, $2320 \leq Re < 10000$:

$$Nu = C \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\ell}. \quad (5.29)$$

Значение коэффициента C определяется из графика рис. 5.9 в зависимости от величины критерия Рейнольдса.

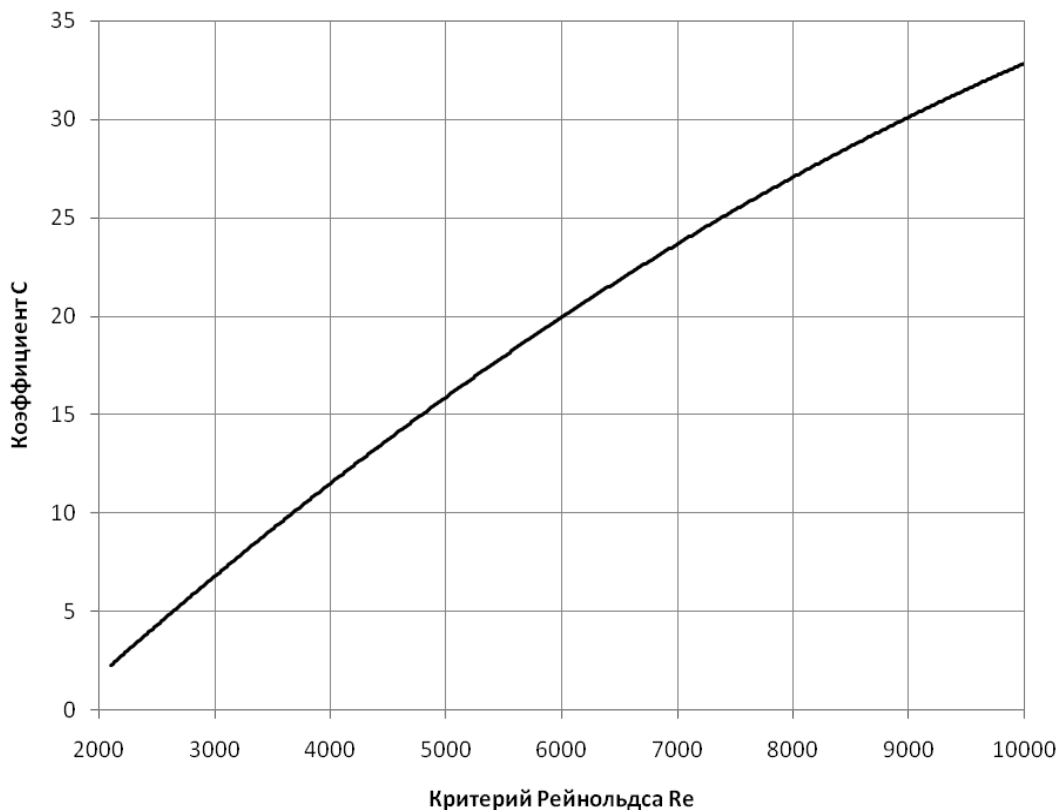


Рис. 5.9. Зависимость коэффициента C критериального уравнения (5.29) от критерия Рейнольдса

в) для турбулентного режима движения теплоносителя, $Re \geq 10000$:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_{\ell}. \quad (5.30)$$

Величина коэффициента ε_ℓ , входящая в уравнения (5.28)÷(5.30), определяется из таблиц (5.3) и (5.4).

Таблица 5.3

Значение коэффициента ε_ℓ при $Re < 10000$

$\ell/d_{\text{ЭКВ}}$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_ℓ	1,9	1,7	1,44	1,26	1,18	1,13	1,05	1,02	1

ℓ – длина трубы, м.

Таблица 5.4

Значение коэффициента ε_ℓ при $Re > 10000$

Re	Отношение $\ell/d_{\text{ЭКВ}}$				
	10	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,23	1,13	1,07	1,03	1,0
$2 \cdot 10^4$	1,18	1,10	1,05	1,02	1,0
$5 \cdot 10^4$	1,13	1,08	1,04	1,02	1,0
$1 \cdot 10^5$	1,10	1,06	1,03	1,02	1,0
$1 \cdot 10^6$	1,05	1,03	1,02	1,01	1,0

Холодная вода в теплообменнике типа «труба в трубе» движется в межтрубном пространстве **кольцевого сечения**, поэтому критерий Нуссельта рассчитывается по следующему критериальному уравнению:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{D_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} \right)^{0,45} \varepsilon_\ell. \quad (5.31)$$

В теплообменнике с перегородками холодный теплоноситель движется в межтрубном пространстве не вдоль поверхности теплообменных труб, а **зигзагообразно**, обтекая трубы под углом (см. рис. 5.10). В этом случае Nu_2 рассчитывают по критериальным уравнениям для коридорного расположения труб:

$$\text{если } Re < 1000, \text{ то } Nu = 0,55 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,36} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \psi, \quad (5.32)$$

$$\text{если } Re > 1000, \text{ то } Nu = 0,22 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,36} (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \psi, \quad (5.33)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий угол обтекания (рис. 5.10) теплообменной трубки (угол атаки).

В этих выражениях определяющей температурой является средняя температура теплоносителя, определяющим размером – наружный диаметр теплообменной трубки. Значения коэффициента ψ , учитывающего влияние угла атаки, приведены в табл. 5.5.

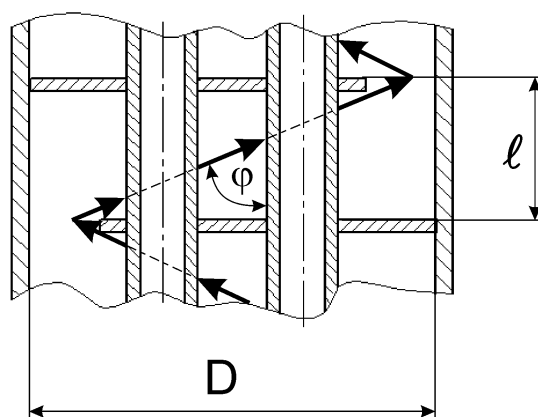


Рис. 5.10. Угол атаки

Таблица 5.5

Значения ψ в зависимости от угла атаки φ

φ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ψ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Входящий в уравнение (5.28) критерий Грасгофа рассчитывается по следующей формуле:

$$Gr = \frac{g\ell^3}{\nu^2} \beta \Delta t, \quad (5.34)$$

где g – ускорение свободного падения, $9,81 \text{ м/с}^2$; ℓ – определяющий размер, м; $\nu = \mu/\rho$ – кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$; β – коэффициент объемного расширения (табл. 2 приложения), К^{-1} ; Δt – температурный напор, $^{\circ}\text{С}$.

12. Находят величину коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 , $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_{\text{эKB1}}}, \quad \alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{\text{эKB2}}}. \quad (5.35)$$

13. По уравнению (5.36) рассчитывают коэффициент теплопередачи K_p , $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$:

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (5.36)$$

где $\delta_{\text{ст}} = (d_{\text{н}} - d_{\text{вн}})/2$ – толщина стенки трубы, м; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ (табл. 3 приложения).

14. Значения частных температурных напоров проверяют по уравнениям (5.37)÷(5.38).

$$\Delta t_1 = \frac{K_p \Delta t_{cp}}{\alpha_1}, \quad (5.37)$$

$$\Delta t_2 = \frac{K_p \Delta t_{cp}}{\alpha_2}. \quad (5.38)$$

Если принятые температурные напоры не совпадают с рассчитанными (различие составляет более 5%), то ими переадаются и расчет последовательно повторяют с пункта 11.

15. Расчётное значение коэффициента теплопередачи K_p сравнивают с опытным значением $K_{оп}$ путем определения относительной ошибки, делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие процессы называют теплоотдачей и теплопередачей?
2. Как рассчитываются коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к разделяющей стенке и от стенки к холодному теплоносителю?
3. Сформулируйте физический смысл и укажите размерность коэффициента теплопередачи.
4. Каким образом рассчитывается коэффициент теплопередачи при передаче тепла через однослойную и многослойную плоские стенки?
5. Как определяется средняя движущая сила процесса теплопередачи при различных взаимных направлениях теплоносителей?
6. Что является целью расчета теплообменного аппарата?
7. Перечислите основные типы конструкций поверхностных теплообменников.

6. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ТЕПЛООБМЕННИКЕ С ДВОЙНЫМИ ТРУБАМИ

Цель работы: знакомство с устройством и работой теплообменника с двойными трубами, овладение методикой расчета коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, составление тепловых балансов.

Описание схемы лабораторной установки

Схема теплообменного аппарата с двойными трубами приведена на рис. 6.1. Теплообменник состоит из корпуса (1), в котором расположены двойные трубы, состоящие из наружной трубы (3) с закрытым наглухо концом, и внутренней трубы (2) меньшего диаметра с открытым нижним концом.

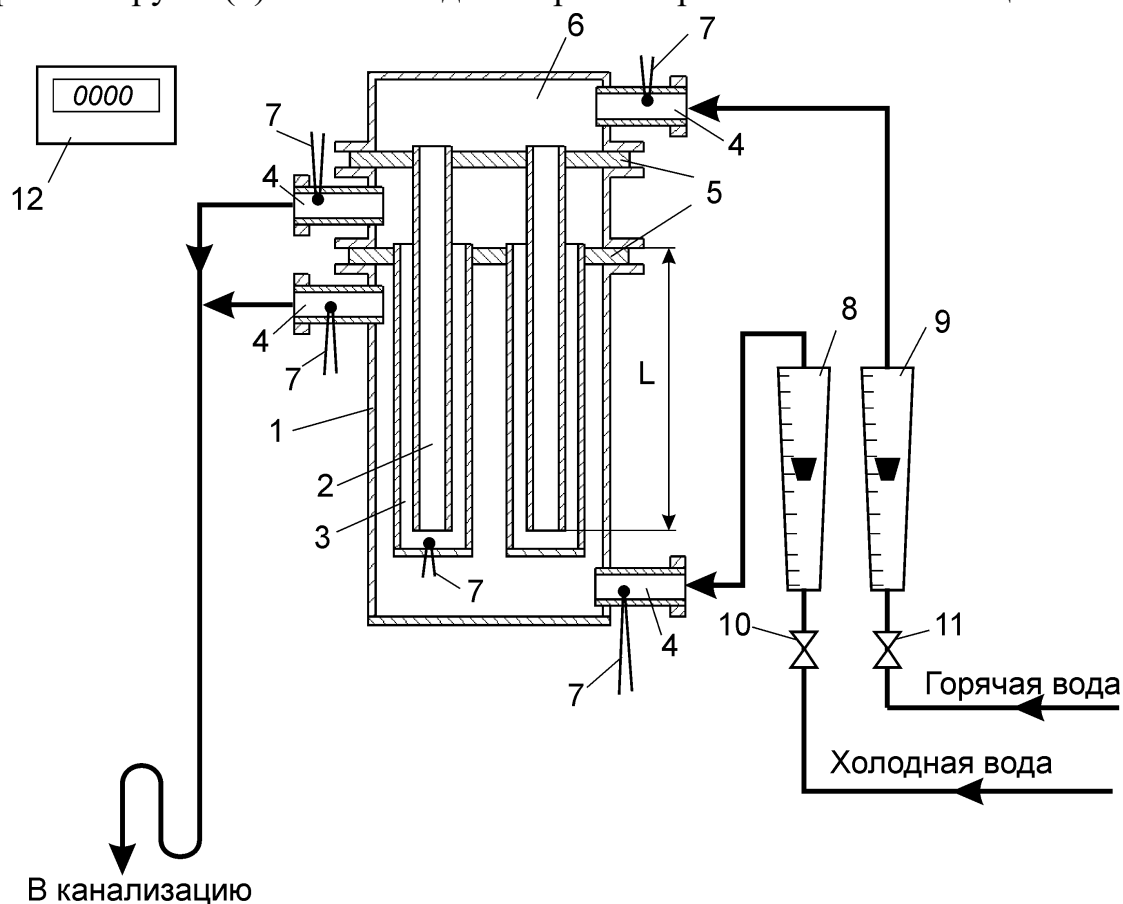


Рис. 6.1. Принципиальная схема теплообменника с двойными трубами:
1 – корпус; 2 – внутренняя трубка; 3 – наружная трубка; 4 – штуцера; 5 – трубные решетки; 6 – крышка; 7 – термопары; 8, 9 – ротаметры; 10, 11 – вентили; 12 – цифровой индикатор

Для подвода и отвода теплоносителей на крышке (6) и корпусе имеются штуцера (4). Двойные трубки закреплены в трубных решетках (5). Контроль температур осуществляется термопарами (7), соединенными с цифровым

индикатором (12). Расход теплоносителей контролируется калиброванными ротаметрами (8) и (9), а регулирование количеств жидкости осуществляется вентилями (10), (11).

В этом аппарате перенос теплоты от горячего теплоносителя, поступающего в трубу меньшего диаметра, к холодному теплоносителю, протекающему в межтрубном пространстве, осуществляется конвекцией к внутренней стенке трубы меньшего диаметра, через стенку путем теплопроводности, затем конвекцией от стенки со стороны охлажденной жидкости и от нее к стенке наружной трубы также путем конвекции, через стенку наружной трубы – теплопроводностью и конвекцией от стенки к холодному теплоносителю. Изменение температур теплоносителей по длине теплообменной трубки представлено на рис. 6.2.

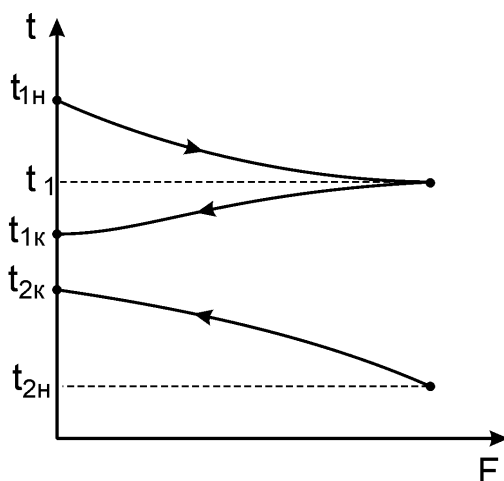


Рис. 6.2. Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена

Порядок выполнения работы

1. По заданию преподавателя устанавливают по ротаметрам расходы холодного и горячего теплоносителей. По калибровочному графику определяют объемные расходы.
2. Каждые 5 минут измеряют температуры теплоносителей до установления стационарного режима, т.е. до постоянства температур во времени:
 - для горячего теплоносителя на входе в теплообменник, на конце наружной трубы и на выходе из теплообменника;
 - для холодного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника
3. Опытные данные заносят в табл. 6.1.

Для обработки берутся опытные данные, полученные при стационарном режиме работы установки (последняя строка в таблице 6.1).

Таблица 6.1

Значения экспериментальных данных

№ п/п	Время опыта τ , мин	Показания ротаметров		Расход воды, м ³ /с		Температура воды, °С				
		Горячей воды	Холодной воды	Горячей, V_{c1}	Холодной, V_{c2}	Горячей			Холодной	
						на входе, $t_{1н}$	Промежуточная, t'_1	на выходе, $t_{1к}$	на входе, $t_{2н}$	на выходе, $t_{2к}$
1										
2										
3										
⋮										

Обработка опытных данных

1. По табл. 2 приложения находят физические свойства горячей и холодной воды при их средних температурах: плотность ρ , удельную массовую теплоёмкость c_p , теплопроводность λ , динамический коэффициент вязкости μ и критерий Прандтля Pr . Среднюю температуру теплоносителей можно принять как среднюю арифметическую:

$$t_{1cp} = \frac{t_{1н} + t_{1к}}{2}; \quad t'_{1cp} = \frac{t'_1 + t_{1к}}{2}; \quad t_{2cp} = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2}. \quad (6.1)$$

2. Рассчитывают массовые расходы теплоносителей по формуле:

$$G = \rho V_c. \quad (6.2)$$

3. Рассчитывается тепловой поток, передаваемый от горячей воды к холодной по уравнению теплового баланса теплообменника, Вт:

$$Q = G_1 c_{p1} (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_{p2} (t_{2н} - t_{2к}) + Q_{п}, \quad (6.3)$$

$$Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 = G_1 c_{p1} (t_{1н} - t'_1) + G_1 c_{p1} (t'_1 - t_{1к}), \quad (6.4)$$

где G_1, G_2 – расходы теплоносителей, кг/с; c_{p1}, c_{p2} – удельные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, Дж/(кг·К); $t_{1н}, t_{1к}$ – начальная и конечная температура горячего теплоносителя, °С; $t_{2н}, t_{2к}$ – начальная и конечная температура холодного теплоносителя, °С; t' – промежуточная температура горячего теплоносителя, °С; $Q_{п}$ – потери тепла в окружающую среду, Вт.

4. Для каждого теплоносителя определяются скорости движения, м/с:

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 S_1}, \quad W_2 = \frac{G_1}{\rho_2 S_2}, \quad W_3 = \frac{G_2}{\rho_3 S_3}, \quad (6.5)$$

где ρ_1, ρ_2, ρ_3 – плотности горячей, охлажденной и холодной воды при средних температурах теплоносителей, кг/м³.

Площадь проходного сечения по внутренним трубам, м²:

$$S_1 = 0,785d_1^2 n. \quad (6.6)$$

Суммарная площадь проходного сечения по кольцевому зазору между трубами, м²:

$$S_2 = 0,785(d_3^2 - d_2^2)n. \quad (6.7)$$

Площадь поперечного сечения межтрубного пространства, м²:

$$S_3 = 0,785(D^2 - d_4^2)n, \quad (6.8)$$

где D – внутренний диаметр корпуса аппарата, м; n – число двойных труб.

5. Определяют режим движения для теплоносителей по значению критерия Рейнольдса, который рассчитывается следующим образом:

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{\text{эKB1}} \rho_1}{\mu_1}, \quad Re_2 = \frac{W_2 d_{\text{эKB2}} \rho_2}{\mu_2}, \quad Re_3 = \frac{W_3 d_{\text{эKB3}} \rho_3}{\mu_3}, \quad (6.9)$$

где μ_1, μ_2, μ_3 – коэффициенты динамической вязкости для горячей, охлажденной и холодной воды при их средних температурах, Па·с.

Эквивалентные диаметры для горячего, охлажденного и холодного теплоносителей, соответственно:

$$d_{\text{эKB1}} = d_1, \quad d_{\text{эKB2}} = (d_3 - d_2), \quad d_{\text{эKB3}} = \frac{D^2 - nd_4^2}{D + nd_4}, \quad (6.10)$$

6. По значению числа критериев Re_1, Re_2 и Re_3 выбирают соответствующее режиму движения критериальное уравнение:

а) для ламинарного режима движения теплоносителя, $Re \leq 2320$:

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_\ell, \quad (6.11)$$

б) для переходного режима движения теплоносителя, $2320 \leq Re < 10000$:

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_\ell, \quad (6.12)$$

в) для турбулентного режима движения теплоносителя, $Re \geq 10000$:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \varepsilon_\ell, \quad (6.13)$$

где $Pr_{\text{ст}}$ – критерий Прандтля для теплоносителя при температуре стенки;

Величина коэффициента ε_ℓ , входящая в уравнения (6.11)÷(6.13), определяется из табл. (5.3) и (5.4).

Для расчета критериев Nu_1 , $Nu_2=Nu_3$, Nu_4 , в первом приближении принимаем отношение $\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} = 1$.

7. Находят величину коэффициентов теплоотдачи α_1 , $\alpha_2 = \alpha_3$, α_4 , Вт/(м²К):

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{эКВ}}. \quad (6.14)$$

8. Определяются коэффициенты теплопередачи, Вт/(м²К):

для внутренней трубы

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.15)$$

для наружной трубы

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_4}}, \quad (6.16)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке внутренней трубы, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к охлажденному теплоносителю, Вт/(м²·К); α_3 – коэффициент теплоотдачи от охлажденного теплоносителя к внутренней стенке наружной трубы, Вт/(м²·К); α_4 – коэффициент теплоотдачи от наружной трубы к холодному теплоносителю, Вт/(м²·К); δ_1 , δ_2 – толщина стенок внутренней и наружной труб, м; λ_1 , λ_2 – коэффициенты теплопроводности материалов внутренней и наружной труб, Вт/(м·К).

9. Проводится уточнение коэффициентов теплоотдачи α_1 , α_2 , α_3 , α_4 , Вт/(м²К). Распределение температур в этом случае представлено на рис. 6.3.

$$\alpha_{yt1} = \alpha_1 (Pr_1 / Pr_{ст1})^{0,25}, \quad (6.17)$$

$$\alpha_{yt2} = \alpha_2 (Pr_2 / Pr_{ст2})^{0,25}, \quad (6.18)$$

$$\alpha_{yt3} = \alpha_3 (Pr_2 / Pr_{ст3})^{0,25}, \quad (6.19)$$

$$\alpha_{yt4} = \alpha_4 (Pr_3 / Pr_{ст4})^{0,25}, \quad (6.20)$$

где Pr_1 , Pr_2 , Pr_3 – критерии Прандтля при средних температурах теплоносителей: горячего t_{1cp} , охлажденного t'_{1cp} и холодного t_{2cp} .

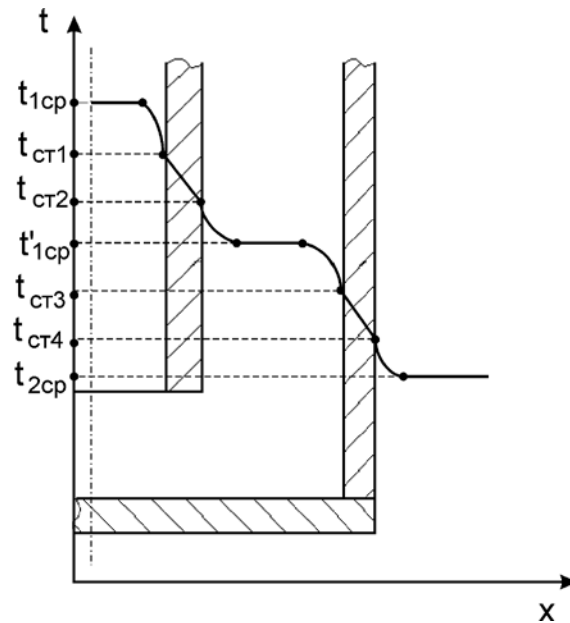


Рис. 6.3. Распределение температур при теплопередаче в теплообменнике с двойными трубами

$Pr_{ст1}$, $Pr_{ст2}$, $Pr_{ст3}$, $Pr_{ст4}$ находятся по температурам стенок $t_{ст1}$, $t_{ст2}$, $t_{ст3}$, $t_{ст4}$, которые рассчитываются по следующим уравнениям:

$$t_{ст1} = t_{1cp} - \frac{K_1 \cdot \Delta t_{cp1}}{\alpha_1}, \quad (6.21)$$

$$t_{ст2} = t_{1cp} - \frac{K_1 \cdot \Delta t_{cp1}}{\alpha_2}, \quad (6.22)$$

$$t_{ст3} = t'_{1cp} - \frac{K_2 \cdot \Delta t_{cp2}}{\alpha_3}, \quad (6.23)$$

$$t_{ст4} = t_{2cp} - \frac{K_2 \cdot \Delta t_{cp2}}{\alpha_4}, \quad (6.24)$$

где $\Delta t_{cp1} = (t_{1н} - t_{1к})/2$; $\Delta t_{cp2} = [(t'_{1н} - t_{2н}) + (t_{1к} - t_{2к})]/2$.

10. Определяются уточненные значения коэффициентов теплопередачи, Вт/(м²К):

$$K_{ут1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ут1}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_{ут2}}}, \quad (6.25)$$

$$K_{ут2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ут3}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{ут4}}}. \quad (6.26)$$

11. Движущая сила процесса переноса теплоты в теплообменнике с двойными трубами рассчитывается по уравнению:

$$\Delta t_{cp} = (t_{2к} - t_{2н}) \frac{a - b}{\ln(a/b)}; \quad (6.27)$$

где $a = d + e$; $b = d - e$;

$$d = 0,5 \frac{(t_{1н} - t_{2н}) + (t_{1к} - t_{2к})}{t_{2к} - t_{2н}};$$

$$e = 0,5 \sqrt{(R + 2)^2 + 4r};$$

$$R = \frac{t_{1н} - t_{1к}}{t_{2к} - t_{2н}}; \quad r = \frac{K_{yt1} d_1}{K_{yt2} d_3}.$$

12. Опытный коэффициент теплопередачи в теплообменнике с двойными трубами определяется из уравнения теплопередачи, Вт/(м²К):

$$K_{оп} = \frac{Q}{F_2 \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (6.28)$$

где $F_2 = \pi d_{cp2} L n$ – поверхность наружных труб, м²; n – число труб; L – длина труб, м; $d_{cp2} = (d_3 + d_4)/2$ – средний диаметр наружной трубы, м; d_3 , d_4 – внутренний и наружный диаметр наружной трубы, м.

13. Делают выводы по работе о соответствии опытных и расчетных коэффициентов теплопередачи (K_{yt2} и $K_{оп}$), о возможных причинах их различия.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие процессы называют теплоотдачей и теплопередачей?
2. Как рассчитываются коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к разделяющей стенке и от стенки к холодному теплоносителю?
3. Сформулируйте физический смысл и укажите размерность коэффициента теплопередачи.
4. Каким образом рассчитывается коэффициент теплопередачи при передаче тепла через однослойную и многослойную плоские стенки?
5. Как определяется средняя движущая сила процесса теплопередачи при различных взаимных направлениях теплоносителей?
6. Что является целью расчета теплообменного аппарата?

7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ПРОЦЕССЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В АППАРАТЕ С ЦИРКУЛЯЦИОННЫМ ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ

Цель работы: определение и расчет тепловых потоков; составление теплового баланса; определение коэффициентов теплоотдачи от стенки нагревателя к воде опытным и расчетным путем.

Описание схемы лабораторной установки

Лабораторная установка рис. 7.1 состоит из емкости (1), заполненной водой, нагрев которой осуществляется электрическими трубчатыми нагревательными элементами (ТЭН) (2).

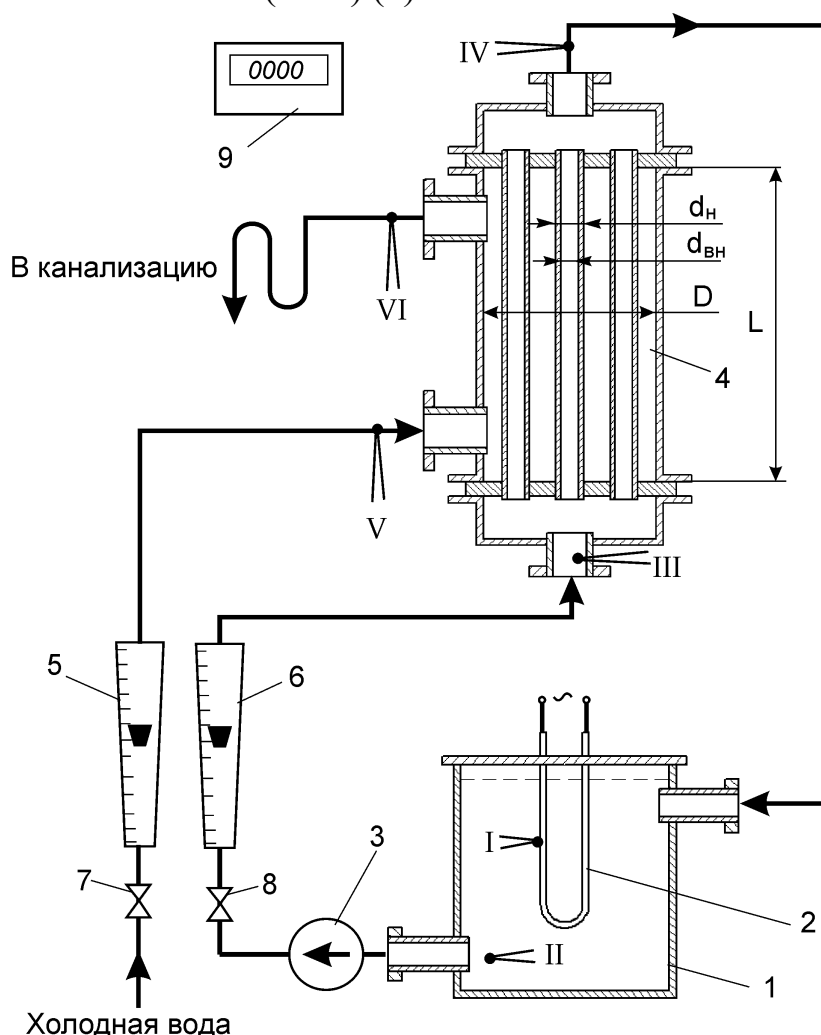


Рис. 7.1. Принципиальная схема лабораторной установки:
1 – емкость; 2 – электронагреватель (ТЭН); 3 – насос; 4 – теплообменник; 5, 6 – ротаметры; 7,8 – вентили; 9 – цифровой индикатор; I÷VI – термопары

Нагретая в емкости вода насосом (3) подается в трубное пространство теплообменного аппарата (4). В межтрубное пространство теплообменника 4 поступает холодная вода из водопровода. Охлажденная в теплообменнике вода направляется в емкость 1. Контроль за расходами теплоносителей осуществляется ротаметрами (5), (6), регулировка их – с помощью вентиля (7), (8). Измерение температур по трактам установки производят термопарами (I-VI), подсоединенными к цифровому индикатору 9.

Диаметр кожуха теплообменника $D=38$ мм; длина трубок $L=580$ мм; диаметр теплообменных трубок $d=70,75$ мм; число трубок $n=7$; ширина емкости $b=235$ мм; длина емкости $\ell=250$ мм; высота уровня воды в емкости $H=120$ мм; диаметр нагревателя $D_H=46$ мм; диаметр витка нагревателя $d=8$ мм; число витков нагревателя $n_B=5$.

Тепловой поток Q_0 от стенки нагревателя к воде в емкости передается путем свободной конвекции:

$$Q_0 = \alpha_{\text{оп}} F_H (t_1 - t_2) \quad \text{Вт}, \quad (7.1)$$

где $\alpha_{\text{оп}}$ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); t_1, t_2 – температуры стенки нагревателя и жидкости в котле, °С; F_H – поверхность нагревателя, м².

Порядок выполнения работы

1. Включить установку и установить заданные расходы теплоносителей в теплообменнике.
2. Включить электронагреватель и установить заданную силу тока.
3. Записать требуемые значения температур в таблицу 7.1 через каждые пять минут в течение 40÷45 минут.

Таблица 7.1

Таблица опытных данных

№ п/п	Время опыта τ , мин	Температура, °С		Сила тока I, А	Напря- жение U, В
		t_1	t_2		
1					
2					
3					
⋮					

Обработка результатов эксперимента

1. По опытным данным строится график (рис. 7.2) изменения температур во времени для стенки нагревателя t_1 и воды в емкости t_2 .

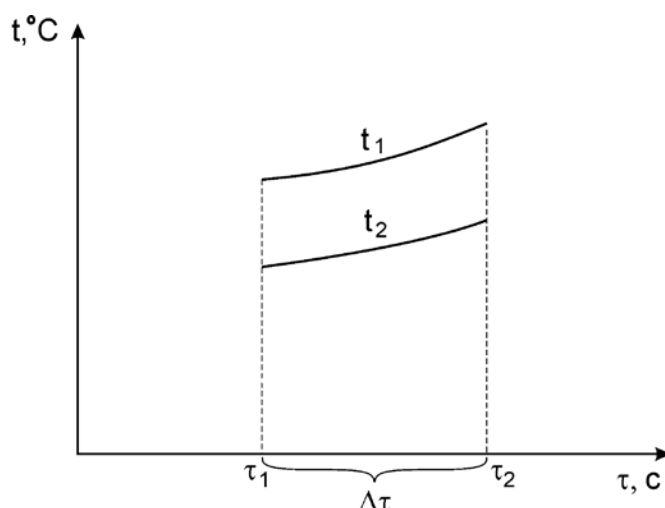


Рис. 7.2. Изменение температур стенки нагревателя t_1 и воды в емкости t_2 во времени

2. Общий тепловой поток от нагревателя рассчитывается по формуле, Вт:

$$Q_0 = UI, \quad (7.2)$$

где U – показания вольтметра, В; I – показания амперметра, А.

3. Находим площадь теплообменной поверхности нагревателя, м^2 :

$$F_H = \pi D_H n_b d. \quad (7.3)$$

4. Из уравнения (7.1) определяется опытное значение коэффициента теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{K})$:

$$\alpha_{\text{оп}} = \frac{Q_0}{F_H (t_1 - t_2)}. \quad (7.4)$$

5. По таблице 2 приложения при средней температуре пограничного слоя $t_{\text{пс}} = (t_1 + t_2)/2$ определяем теплофизические свойства воды: динамический коэффициент вязкости μ , коэффициент объемного расширения β , коэффициент теплопроводности λ , плотность ρ , критерий Прандтля Pr , кинематический коэффициент вязкости $\nu = \mu/\rho$.

6. Рассчитываем значения критерия Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g D_H^3}{\nu^2} \beta (t_1 - t_2) \quad (7.5)$$

и критерия Нуссельта

$$\text{Nu} = \alpha D_H / \lambda. \quad (7.6)$$

7. При температуре стенки нагревателя t_1 по табл. 2 приложения находим критерий Прандтля $\text{Pr}_{\text{ст}}$.

8. Рассчитываем значение комплекса величин

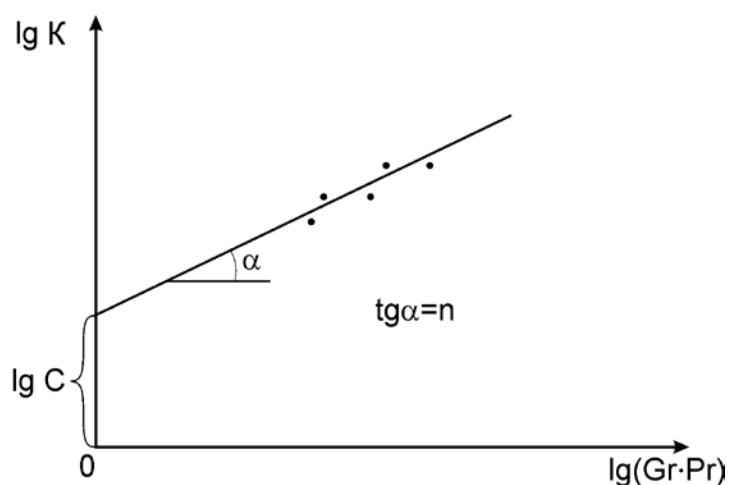
$$K = \text{Nu} / (\text{Pr} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (7.7)$$

9. Полученные результаты сводим в таблицу расчетных данных.

Таблица расчетных данных

№ п/п	$\Delta t=t_1-t_2$	α , Вт/(м ² К)	Nu	Gr	Pr	Pr _{ст}	K	GrPr	lnK	ln(GrPr)

10. Строят график в координатах $\lg K - \lg(\text{Gr}\cdot\text{Pr})$ и находят значение коэффициента C и показателя степени n в уравнении (1.22).

Рис.2.3. Зависимость $\lg K = f[\lg(\text{Gr}\cdot\text{Pr})]$

11. Опытные значения C и n сравнивают с данными табл. 1.1.
12. Делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение процесса теплоотдачи.
2. Что называется процессом конвективного теплообмена?
3. По какому уравнению определяется количество теплоты, переданное в процессе теплоотдачи?
4. Каким образом определяется коэффициент теплоотдачи при свободном движении теплоносителя?
5. От чего зависят коэффициент C и показатель степени n в критериальном уравнении при естественной конвекции?

8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ПРОЦЕССЕ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КОЖУХОТРУБЧАТОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Цель работы: определение тепловой нагрузки теплообменника; расчет коэффициента теплопередачи.

Примечание: схема и описание экспериментальной установки представлены в главе 7.

Уравнение теплового баланса теплообменника при нестационарном переносе теплоты может быть записано следующим образом:

$$Q' = G_1 c_{p1} (t_3 - t_4) \tau_{\text{оп}} = G_2 c_{p2} (t_6 - t_5) \tau_{\text{оп}} \quad \text{Вт}, \quad (8.1)$$

где G_1 и G_2 – массовые расходы горячей и холодной воды, кг/с; c_{p1} , c_{p2} – удельные теплоемкости горячей и холодной воды при средних температурах теплоносителей, Дж/(кг·К); t_3 , t_4 , t_5 , t_6 – средние во времени температуры теплоносителей на входе и выходе из теплообменника, °С; $\tau_{\text{оп}}$ – время опыта, с.

Порядок выполнения работы

1. Включить установку и установить заданные расходы теплоносителей в теплообменнике.
2. Включить электронагреватель и установить заданную силу тока.
3. Записать требуемые значения температур в табл. 8.1 через каждые пять минут в течение 40÷45 минут.

Таблица 8.1

Таблица опытных данных

№ п/п	Время опыта τ , мин	Температура, °С				Расход теплоносителя		Сила тока I, А	Напря- жение U, В
		t_3	t_4	t_5	t_6	горячего G_1 , кг/с	холодного G_2 , кг/с		
1									
2									
3									
⋮									

Обработка результатов эксперимента

1. Строится график зависимости температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника от времени (рис. 8.1).

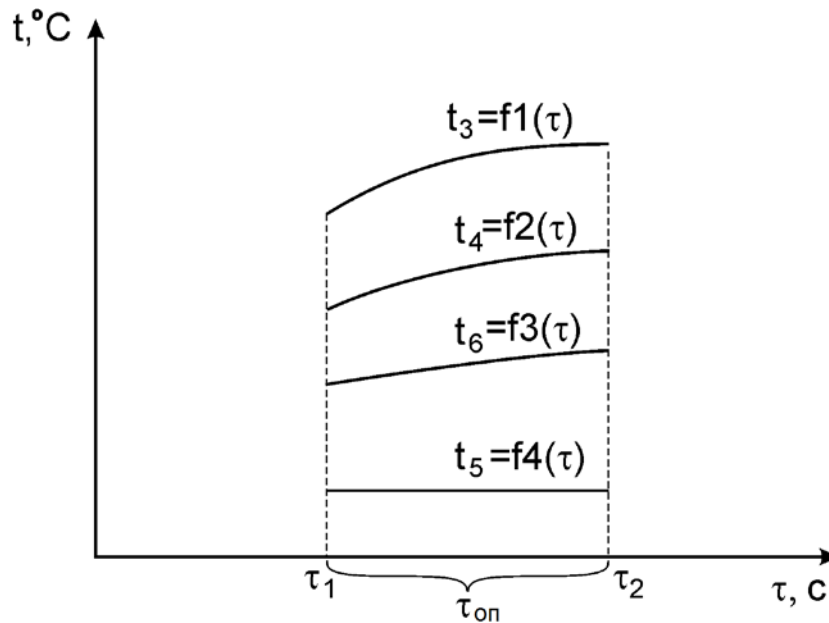


Рис. 8.1. Изменение температур теплоносителей во времени

2. Выбирается отрезок времени $\tau_{\text{оп}}$ и для него составляется тепловой баланс по уравнению (8.1). Средние за время $\tau_{\text{оп}}$ температуры теплоносителей рассчитываются как среднеарифметические величины.

3. Движущую силу процесса теплопередачи определяют по уравнениям (1.41) или (1.42).

4. Из уравнения теплопередачи (1.32) определяется опытное значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²К):

$$K_{\text{оп}} = \frac{Q'}{F \Delta t_{\text{cp}} \tau}. \quad (8.2)$$

Поверхность теплообмена, м², для данного теплообменника определяется по формуле:

$$F = \pi d_{\text{cp}} L n, \quad (8.3)$$

где n – число теплообменных трубок; L – длина трубок, м; $d_{\text{cp}} = (d_{\text{н}} + d_{\text{вн}})/2$ – средний диаметр теплообменной трубки, м; $d_{\text{н}}$, $d_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметр теплообменной трубки, м;

5. Определяют скорости движения теплоносителей, м/с:

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 S_1} \text{ и } W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 S_2}, \quad (8.4)$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотности горячей и холодной воды при средних температурах, кг/м³.

Площадь трубного пространства для горячего теплоносителя, м², определяют по формуле:

$$S_1 = 0,785 d_{\text{вн}}^2 n, \quad (8.5)$$

для холодного теплоносителя (межтрубное пространство):

$$S_2 = 0,785(D^2 - nd_H^2), \quad (8.6)$$

где D – внутренний диаметр корпуса, м.

Эквивалентные диаметры для горячего и холодного теплоносителей, соответственно, м:

$$d_{\text{экв1}} = d_{\text{вн}}, \quad d_{\text{экв2}} = \frac{D^2 - nd_H^2}{D + nd_H}. \quad (8.7)$$

6. Определяют режимы движения теплоносителей по значению критерия Рейнольдса, который рассчитывается следующим образом:

$$Re_1 = \frac{W_1 d_{\text{экв1}} \rho_1}{\mu_1}, \quad Re_2 = \frac{W_2 d_{\text{экв2}} \rho_2}{\mu_2}, \quad (8.8)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты динамической вязкости для горячей и холодной воды при средних температурах, Па·с.

Примечание: теплофизические свойства воды представлены в приложении (табл. 2).

7. По значениям Re_1 и Re_2 выбирают соответствующее режиму движения критериальное уравнение (5.28)÷(5.30) для расчета критериев Nu_1 и Nu_2 , по которым находят величину коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 . Входящие в эти уравнения критерии $Pr_{\text{ст1}}$ и $Pr_{\text{ст2}}$ находятся по температурам стенок $t_{1\text{ст}} = t_{1\text{ср}} - \Delta t_1$ и $t_{2\text{ст}} = t_{2\text{ср}} + \Delta t_2$ после расчета частных температурных напоров Δt_1 и Δt_2 по формулам (5.26) и (5.27).

8. По уравнению (1.34) рассчитывают коэффициент теплопередачи K_p .

9. Значения частных температурных напоров проверяют по уравнениям (5.37)÷(5.38).

10. Значение коэффициента теплопередачи K_p сравнивают с опытным значением $K_{\text{оп}}$ путем определения относительной ошибки.

11. Делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Как называется совместный перенос теплоты путем конвекции и теплопроводности?
2. Как запишется уравнение Ньютона-Рихмана для неустановившегося процесса теплоотдачи?
3. Что такое теплопередача?
4. Запишите уравнение теплопередачи для нестационарного режима.
5. Каков физический смысл коэффициента теплопередачи?

9. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ КИПЕНИИ ОДНОКОМПОНЕНТНОЙ ЖИДКОСТИ В УСЛОВИЯХ ЕСТЕСТВЕННОЙ И ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ В АППАРАТЕ С МЕШАЛКОЙ

Цель работы: экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи при кипении жидкости в условиях естественной и вынужденной конвекции.

Описание схемы лабораторной установки

Лабораторная установка (рис. 9.1) представляет собой вертикальный цилиндрический аппарат (1), закрытый крышкой (2). Внутри аппарата расположен электрический нагреватель (5), выполненный в виде змеевика и мешалка (4), связанная с редуктором (3), приводимым во вращение с помощью электродвигателя (9).

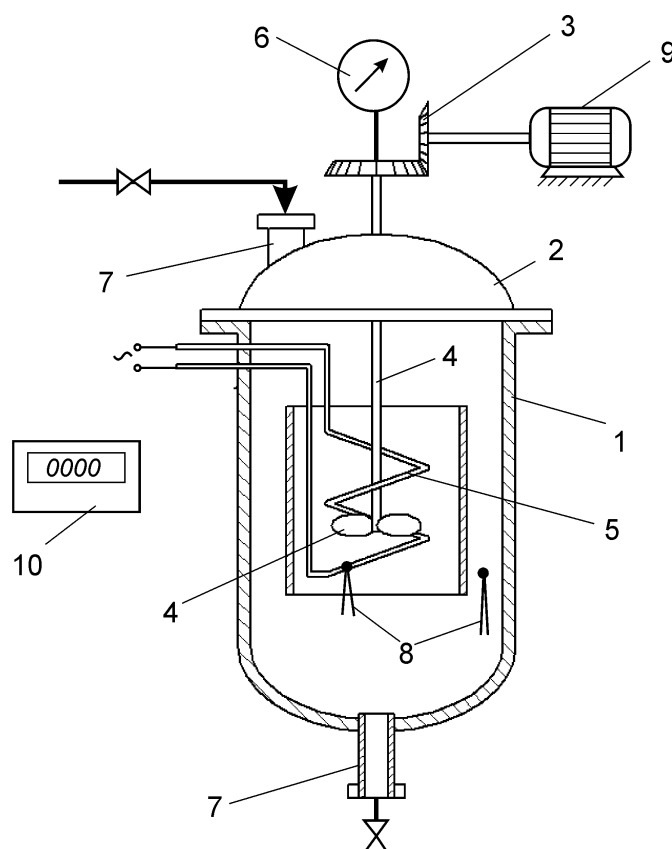


Рис. 9.1. Принципиальная схема лабораторной установки:

1 – цилиндрический аппарат; 2 – крышка; 3 – редуктор; 4 – мешалка; 5 – электронагреватель; 6 – тахометр; 7 – штуцеры; 8 – термодатчики; 9 – электродвигатель; 10 – цифровой индикатор

Для залива и опорожнения от жидкости аппарат снабжен штуцерами (7). Измерение температур стенки нагревателя и жидкости осуществляется с помощью термодатчиков (8), подсоединенных к цифровому индикатору (10). Мощность электронагревателя определяется по показаниям амперметра и вольтметра, включенных в цепь нагревателя. Габаритные размеры установки указаны на стенде.

Порядок выполнения работы

1. Заливают аппарат водой и включают электрический нагреватель, при этом устанавливается значение силы тока, заданное преподавателем.
2. В зависимости от условий проведения эксперимента устанавливают заданное число оборотов мешалки.
3. Доводя жидкость до кипения, записывают показания приборов в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Таблица экспериментальных данных

№ п/п	Показания амперметра I, А	Показания вольтметра U, В	Число оборотов n, об/мин	Температура, °С	
				стенки нагревателя	жидкости

Обработка результатов эксперимента

1. Рассчитывают мощность электронагревателя:

$$Q_0 = UI. \quad (9.1)$$

2. Определяют опытное значение коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{Q}{(t_{ст} - t_{ж})F}. \quad (9.2)$$

3. Рассчитывают насосную производительность мешалки:

$$G = \frac{0,785d_m^2 h_m n}{\text{tg}\beta}, \quad (9.3)$$

где d_m – диаметр мешалки, м; h_m – высота лопасти мешалки, м; n – число оборотов, с^{-1} ; β – угол наклона лопасти мешалки.

4. Определяют скорость вынужденного движения парожидкостной смеси в аппарате:

$$\omega_{\text{см}} = \frac{G}{0,785(D_a^2 - d^2)}, \quad (9.4)$$

где D_a – диаметр аппарата, м; d – диаметр электронагревателя, м.

5. В случае естественной конвекции коэффициент теплоотдачи определяют по уравнению (1.45).

6. При вынужденной конвекции коэффициент теплоотдачи определяют по формулам (1.46), (1.49).

7. В заключение рассчитывают относительную ошибку для оценки соответствия опытного и теоретического значений коэффициента теплоотдачи и делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое естественная и вынужденная конвекция?
2. Дайте определение процессу парообразования.
3. Что называют пузырьчатым и пленочным кипением?
4. От каких факторов зависит коэффициент теплоотдачи при кипении?
5. Каким образом рассчитывается коэффициент теплоотдачи при кипении при естественной и вынужденной конвекции?
6. Как определяется опытное значение коэффициента теплоотдачи в данной работе?

10. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ЖИДКОСТИ В АППАРАТЕ С РУБАШКОЙ

Цель работы: определение и расчет тепловых потоков; составление теплового баланса; определение коэффициента теплопередачи опытным и расчетным путем.

Описание схемы лабораторной установки

Лабораторная установка (рис. 10.1) представляет собой вертикальный цилиндрический аппарат (1), закрытый крышкой (2) и снабженный рубашкой (13).

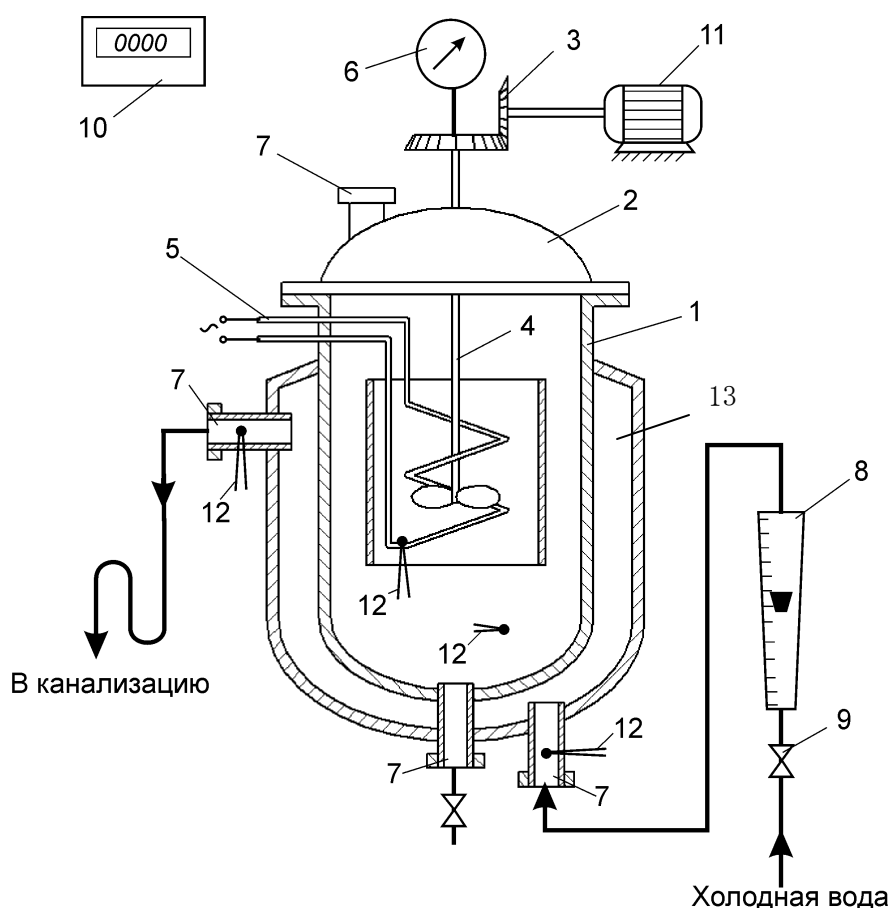


Рис. 10.1. Принципиальная схема лабораторной установки:

1 – цилиндрический аппарат; 2 – крышка; 3 – редуктор; 4 – мешалка; 5 – электронагреватель; 6 – тахометр; 7 – штуцеры; 8 – ротаметр; 9 – вентиль; 10 – цифровой индикатор; 11 – электродвигатель; 12 – термометры; 13 – рубашка

В рубашку подается охлаждающая вода, расход которой регулируется вентилем (9) и контролируется по ротаметру (8). Внутри аппарата расположен электрический нагреватель (5), выполненный в виде змеевика и мешалка (4), связанная с редуктором (3), приводимым во вращение с помощью электродвигателя (11). Для залива и опорожнения от жидкости аппарат снабжен штуцерами (7). Измерение температур осуществляется с помощью термодпар (12), подсоединенных к цифровому индикатору (10). Габаритные размеры установки указаны на стенде.

Порядок выполнения работы

1. Перед началом опыта необходимо залить аппарат (1) водой. Включить электрический нагреватель (5), установить заданное значение силы тока и довести температуру воды до заданного значения, после чего нагреватель отключить.
2. С помощью вентиля (9) по ротаметру (8) устанавливается требуемый расход охлаждающей воды в рубашку (13).
3. Установить число оборотов мешалки заданное преподавателем.
4. Через каждые 3÷5 мин. записываются показания цифрового индикатора, пока не будет достигнута требуемая температура охлаждаемой воды.
5. Данные эксперимента сводят в таблицу 10.1.

Таблица 10.1

Таблица опытных данных

№ п/п	Расход охлаждающей воды, кг/с	Число оборотов п, об/мин	Время, мин	Температура, °С		
				Жидкости в аппарате	Охлаждающей воды	
					начальная	конечная

Обработка результатов эксперимента

1. Определяется тепловая нагрузка аппарата из уравнения теплового баланса:

$$Q = M_1 c_{p1} (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_{p2} (t_{2к} - t_{2н}) \Delta \tau \quad \text{Дж}, \quad (10.1)$$

где M_1 – масса жидкости в аппарате, кг; G_2 – расход охлаждающей воды, кг/с.

2. Рассчитывается опытное значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²К):

$$K_{оп} = \frac{Q}{F \Delta t_{cp} \Delta \tau}. \quad (10.2)$$

Поверхность теплопередачи определяется исходя из конструктивных размеров аппарата (рис. 10.2):

$$F = \pi D_a h_1 + \pi R h_2 \quad \text{м}^2. \quad (10.3)$$

Определение средней движущей силы проводится по формуле (1.41). Средняя за время опыта температура охлаждающей воды на выходе из рубашки аппарата рассчитывается как среднеарифметическая величина.

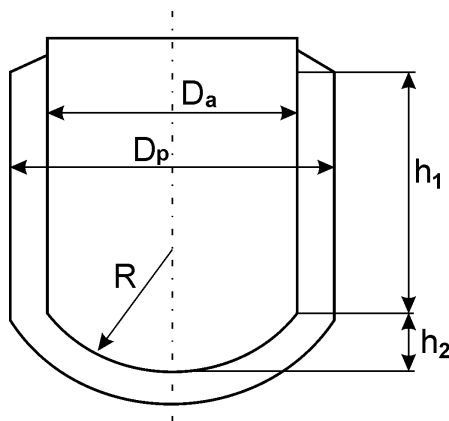


Рис. 10.2. К определению поверхности теплопередачи

3. Теоретическое значение коэффициента теплопередачи определяется по уравнению (1.34).

Определение коэффициента теплоотдачи от жидкости в аппарате к стенке ведут по следующим критериальным уравнениям:

– с использованием мешалки

$$Nu = 0,36 \cdot Re_M^{0,67} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14} \Gamma^{-1}, \quad (10.4)$$

где $Re = n d_M^2 \rho / \mu$ – модифицированный критерий Рейнольдса; n – частота вращения мешалки, с^{-1} ; определяющий размер в критерии Нуссельта – диаметр аппарата D_a , м; μ – вязкость перемешиваемой среды при средней температуре, $\text{Па} \cdot \text{с}$; $\mu_{ст}$ – вязкость среды при температуре стенки нагревателя, $\text{Па} \cdot \text{с}$; $\Gamma = D_a / d_M$ – симплекс геометрического подобия.

– без использования мешалки (уравнение 1.22).

Расчет коэффициента теплоотдачи от стенки аппарата к охлаждающей воде проводится по уравнениям (5.28÷5.30).

4. Сравнивают опытное и расчетное значения коэффициента теплопередачи, делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение процессу теплопередачи.
2. Как определяется опытное значение коэффициента теплопередачи для нестационарного режима процесса теплопередачи?
3. Запишите уравнение, по которому определяется тепловая нагрузка аппарата в данной работе.
4. Каким образом рассчитывается коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке аппарата с мешалкой?
5. Как проводится расчет коэффициента теплоотдачи от стенки аппарата к охлаждающей воде?

11. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ВОДЯНОГО ПАРА

Цель работы: изучение процесса конденсации водяного пара; составление теплового баланса; определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи.

Описание схемы лабораторной установки

Принципиальная схема установки изображена на рис. 11.1. Установка состоит из теплообменника-конденсатора (1), испарителя (парового котла) (2), регулятора напряжения (4), мерника конденсата (6).

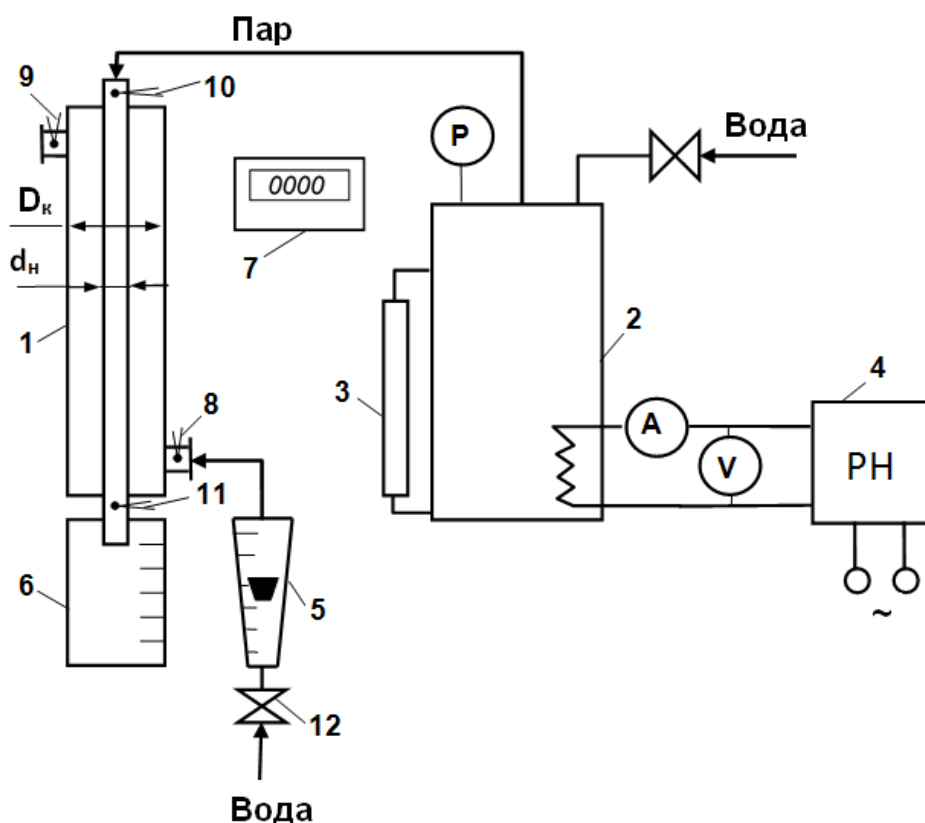


Рис. 11.1. Принципиальная схема лабораторной установки:

1 – теплообменник-конденсатор; 2 – паровой котел; 3 – уровнемер; 4 – регулятор напряжения; 5 – ротаметр; 6 – мерник конденсата; 7 – цифровой индикатор; 8, 9, 10, 11 – термопары; 12 – вентиль.

Испаритель (2) снабжён электрическим нагревателем, напряжение на клеммах которого может изменяться с помощью регулятора напряжения (4). Таким образом, регулируется тепловая мощность испарителя и как следствие его производительность по пару. Пар из испарителя поступает в теплообменник типа «труба в трубе» (1), где конденсируется на внутренней поверхности трубы. Конденсат водяного пара стекает в мерник (6). В межтрубном пространстве движется охлаждающая вода, расход которой регулируется с

помощью вентиля (12) и контролируется по ротаметру (5). Измерение температуры материальных потоков осуществляется термопарами (8)÷(11), подключёнными к цифровому индикатору (7).

Порядок выполнения работы

1. Ёмкость испарителя заполняется водой до указанной отметки на уровнемере (3).
2. Включается электронагреватель и вода в испарителе доводится до кипения.
3. Регулированием тепловой мощности испарителя устанавливается заданная производительность по пару.
4. С помощью вентиля (12) и ротаметра (5) устанавливают заданный расход охлаждающей воды, которая подается в конденсатор.
5. Выход установки на стационарный режим работы контролируется по показаниям термопары (9).
6. По достижении стационарного теплового режима, характеризующегося постоянством температур во времени, на протяжении 10÷15 минут с интервалом 2÷3 минуты записывают показания термопар и уровень конденсата в сборнике. Кроме того, в табл. 11.1 заносятся следующие параметры: сила тока и напряжение, показания ротаметра и объёмный расход охлаждающей воды, определяемый по калибровочному графику.

Таблица 11.1

Таблица экспериментальных данных

Время τ , с	V, мл	Деления ротаметра	V _с , м ³ /с	Температура, °С				I, А	U, В
				t _{2н}	t _{2к}	t _{нас}	t _{1к}		

7. Записываются геометрические размеры теплообменника, приведенные на лабораторном стенде.

8. По истечении заданного времени установка выключается. При этом сначала отключается нагреватель испарителя, а затем прекращается подача охлаждающей воды. При проведении опыта следует контролировать объём воды в испарителе по уровнемеру. При снижении уровня до минимальной отметки установка немедленно выключается для предотвращения выхода из строя нагревательного элемента.

Обработка результатов эксперимента

1. Рассчитывают средние температуры теплоносителей:

$$t_{1cp} = \frac{t_{нас} + t_{1к}}{2}; t_{2cp} = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2}. \quad (11.1)$$

По рассчитанным средним температурам находят по табл. 2 приложения теплофизические свойства теплоносителей: плотность ρ , удельную массовую теплоёмкость c_p , теплопроводность λ , динамический коэффициент вязкости μ и критерий Прандтля Pr . Полученные значения заносят в табл. 11.2.

Таблица 11.2

Теплофизические свойства теплоносителей

Теплоноситель	$t_{cp}, ^\circ C$	$\rho, \frac{кг}{м^3}$	$c_p, \frac{Дж}{кг}$	$\lambda, \frac{Вт}{м \cdot К}$	$\mu, Па \cdot с$	Pr
к, конденсат						
2, холодная вода						

По табл. 5 приложения при температуре насыщения $t_{нас}$ находят удельную теплоту парообразования $r_{исп}$, Дж/(кг·К).

2. Рассчитывают массовые расходы насыщенного пара и охлаждающей воды, кг/с:

$$D = V \rho_k / \tau_{оп}, \quad (11.2)$$

$$G_b = \rho_2 V_c. \quad (11.3)$$

где V – объём конденсата, $м^3$, собранного за время $\tau_{оп}$ стационарного режима работы.

3. Определяют коэффициент полезного действия испарителя:

$$\eta = \frac{D r_{исп}}{U I}. \quad (11.4)$$

4. Проверяют тепловой баланс конденсатора: $Q_{п} + Q_1 = Q_2$.

Тепловой поток от конденсирующегося пара, Вт:

$$Q_{п} = D r_{исп}. \quad (11.5)$$

Тепловой поток от охлаждающегося конденсата, Вт:

$$Q_1 = D c_k (t_{нас} - t_{1к}). \quad (11.6)$$

Тепловой поток, подводимый к охлаждающей воде, Вт:

$$Q_2 = G_b c_2 (t_{2к} - t_{2н}). \quad (11.7)$$

5. Рассчитывают среднюю разность температур между теплоносителями:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{\ln \frac{t_{нас} - t_{2н}}{t_{нас} - t_{2к}}} . \quad (11.8)$$

6. Находят поверхность теплообмена, м²:

$$F = \pi d_{cp} L , \quad (11.9)$$

где L – длина трубы, $d_{cp} = 0,5(d_n + d_b)$ – средний диаметр трубы.

7. Определяют коэффициент теплопередачи по опытным данным, Вт/(м²К):

$$K_{оп} = \frac{Q_2}{F \Delta t_{cp}} . \quad (11.10)$$

8. Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара можно определить по уравнению, справедливому для вертикальных труб, Вт/(м²К):

$$\alpha_1 = 3,78 \lambda_k \sqrt[3]{\frac{\rho_k^2 d_n n_{тр}}{\mu_k D}} , \quad (11.11)$$

где d_n – наружный диаметр трубы; $n_{тр}$ – число труб.

9. Находят скорость движения охлаждающей жидкости, м/с:

$$W_2 = \frac{G_B}{0,785(D_k^2 - d_n^2)\rho_2} . \quad (11.12)$$

10. Определяют режим движения жидкости, характеризующийся критерием Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3 \rho_2}{\mu_2} , \quad (11.13)$$

где $d_3 = D_k - d_n$ – эквивалентный диаметр канала кольцевого сечения.

11. Рассчитывают критерий Нуссельта:

$$Nu_2 = 0,023 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4} \left(\frac{D_k}{d_n} \right)^{0,45} . \quad (11.14)$$

12. Рассчитывают коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей жидкости, Вт/(м²К):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_3} . \quad (11.15)$$

13. Находят расчётное значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²К):

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} , \quad (11.16)$$

где $\delta_{ст} = (d_n - d_{вн})/2$ – толщина стенки, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К), который определяют по табл. 3 приложения.

14. Сравнивают численные значения опытного $K_{оп}$ и расчётного K_p коэффициентов теплопередачи, определяют относительную ошибку, делают выводы по работе.

Вопросы для самоконтроля

1. Что называется процессом конденсации пара?
2. Какие существуют виды конденсации в зависимости от смачиваемости поверхности?
3. Запишите обобщённое уравнение для определения коэффициента теплоотдачи при плёночной конденсации.
4. Как определяются коэффициенты теплоотдачи при конденсации пара для пучка вертикальных и горизонтальных труб?
5. Каким образом определяют опытный и расчетный коэффициенты теплопередачи в представленной работе?

Список библиографических источников

1. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / А.Г. Касаткин. – 10-е изд., стер., дораб. – М.: ООТИД “Альянс”, 2004. – 753 с.
2. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: учебник. В 2 кн. Кн.1. / В.Г. Айнштейн [и др.]; под ред. В.Г. Айнштейна. – М.: Логос; Высшая школа, 2002. – 912 с.
3. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. В 2 кн. Кн. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. – 2-е изд. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
4. Борисов, Г.С. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский; под ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
5. Гельперин, Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии: учеб. пособие для хим.-тех. спец. вузов: в 2 кн. Кн. 1. – М.: Химия, 1981. – 384 с.
6. Романков, П.Г. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи): учеб. пособие для вузов / П.Г. Романков, В.Ф. Фролов, О.М. Флисюк. – 2-е изд., испр. – СПб.: Химиздат, 2009. – 544 с.
7. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 319 с.

Приложение

Таблица 1

Физические свойства сухого воздуха
($P_0 = 760$ мм рт. ст. = $1,013 \cdot 10^5$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$a \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
0	1,293	1,022	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,028	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,034	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,039	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,044	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,049	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,054	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,058	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,063	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,973	1,067	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,072	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688

Таблица 2

Физические свойства воды на линии насыщения
($P_0 = 760$ мм рт. ст. = $1,013 \cdot 10^5$ Па)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$a \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\beta \cdot 10^4, \text{К}^{-1}$	Pr
0	999,9	4,212	55,1	13,1	1788	-0,63	13,67
10	999,7	4,191	57,4	13,7	1306	0,70	9,52
20	998,2	4,183	59,9	14,3	1004	1,82	7,02
30	995,7	4,174	61,3	14,9	801,5	3,21	5,42
40	992,2	4,174	63,5	15,3	653,3	3,87	4,31
50	988,1	4,174	64,3	15,7	549,4	4,49	3,54
60	983,2	4,179	65,9	16,0	469,9	5,11	2,98
70	977,8	4,187	66,8	16,3	406,1	5,70	2,55
80	971,8	4,195	67,4	16,6	355,1	6,32	2,21
90	966,3	4,208	68,0	16,8	314,9	6,95	1,95
100	958,4	4,220	68,3	16,9	282,5	7,52	1,75

Таблица 3

Плотность и коэффициент теплопроводности некоторых материалов, металлов, сплавов при 0÷100°С

Материалы	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Асбест	600	0,151
Асбестовый картон	900	0,177
Асбошифер:		
С высоким содержанием асбеста	1800	0,26
С содержанием асбеста 10-50%	1800	0,58
Шлаковая вата	250	0,076
Текстолит	1380	0,244
Войлок строительный	300	0,047
Совелитовые плиты	450	0,098
Бетон	2300	1,28
Торфяная крошка	220	0,064
Стекло	2500	0,76
Алюминий	2700	203,5
Медь	8800	384
Сталь	7850	46,5
Сталь нержавеющая	7900	17,5
Латунь	8500	93,0

Таблица 4

Значения степени черноты для некоторых материалов

Металлы	Температура, °С	Степень черноты, ϵ
Алюминий	200÷600	0,11÷0,19
Латунь	200÷600	0,61÷0,69
Медь	200÷600	0,57÷0,87
Железо (сталь) окисленное	175÷900	0,74÷0,96
Сталь (нержавеющая)	200÷600	0,25÷0,35
Сталь (полированная)	900÷1100	0,52÷0,61
Сталь (окисленная)	40÷370	0,94÷0,97
Железо (окисленное)	30	0,23

Таблица 5

Некоторые свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Давление насыщенного пара P, бар	Температура насыщения t, °C	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная теплота парообразования r, кДж/кг	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^6$, Па·с
0,1	45,83	0,068	2392,94	10
0,2	60,09	0,131	2358,4	11
0,3	69,13	0,191	2336,13	11
0,4	75,89	0,25	2319,23	11
0,5	81,35	0,309	2305,42	12
0,6	85,95	0,366	2293,64	12
0,7	89,96	0,423	2283,3	12
0,8	93,51	0,479	2274,05	12
0,9	96,71	0,535	2265,65	12
1	99,63	0,59	2257,92	12
1,1	102,32	0,645	2250,76	12
1,2	104,81	0,7	2244,08	12
1,3	107,13	0,755	2237,79	13
1,4	109,32	0,809	2231,86	13
1,5	111,37	0,863	2226,23	13
1,6	113,32	0,916	2220,87	13
1,7	115,17	0,97	2215,75	13
1,8	116,93	1,023	2210,84	13
1,9	118,62	1,076	2206,13	13
2	120,23	1,129	2201,59	13
2,2	123,27	1,235	2192,98	13
2,4	126,09	1,34	2184,91	13
2,6	128,73	1,444	2177,3	13
2,8	131,2	1,548	2170,08	13
3	133,54	1,651	2163,22	13
3,5	138,87	1,908	2147,35	14
4	143,63	2,163	2132,95	14
4,5	147,92	2,417	2119,71	14
5	151,85	2,669	2107,42	14

Учебное издание

Липин Александр Геннадьевич
Липин Андрей Александрович
Романенко Юрий Евгеньевич
Шибашов Антон Владимирович

Тепловые процессы

Учебное пособие

Редактор В.Л. Родичева

Подписано в печать 18.12.2018. Формат 60×84 ¹/₁₆.

Усл. печ. л. 4,65. Тираж 100 экз. Заказ

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный химико-технологический
университет»

Отпечатано на полиграфическом оборудовании редакционно-издательского
центра ФГБОУ ВО «ИГХТУ»

153000, г. Иваново, Шереметевский пр., 7