

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

ИВАНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ В.И. ЛЕНИНА

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Учебное пособие

Иваново 2013

УДК 66.045

Б 94

Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата / ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2013. – 124 с.

Приведена методика теплового поверочного и конструктивного расчётов рекуперативных теплообменных аппаратов, дано описание особенностей конструкции и принципа работы различных типов рекуператоров.

Рассмотрены примеры расчета кожухотрубного теплообменного аппарата, секционного теплообменника типа «труба в трубе» и пластинчатого теплообменного аппарата.

Учебное пособие предназначено для выполнения курсовой работы «Расчет рекуперативного теплообменного аппарата».

В приложении к учебному пособию приведены варианты заданий для выполнения курсовой работы.

Табл. 3. Ил. 15. Библиогр.: 22 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

Рецензенты:

кандидат технических наук, доцент Т.Е. Созина

кафедра теоретических основ теплотехники ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $\delta T = T'' - T'$ – изменение температуры теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$;
 T' и T'' – температуры теплоносителей на входе и выходе из аппарата, $^{\circ}\text{C}$;
 $\overline{T} = (T' + T'')/2$ – средняя температура теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$;
 ΔT – средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителями (средний температурный напор), $^{\circ}\text{C}$;
 T_w – температура стенки, $^{\circ}\text{C}$;
 T_n – температура насыщения, $^{\circ}\text{C}$;
 p_n – давление насыщения, Па;
 k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
 R_0 – определяющий размер, м;
 G – массовый расход теплоносителя, кг/с;
 w – средняя скорость движения теплоносителя, м/с;
 f – площадь поперечного сечения канала для прохода теплоносителя, м^2 ;
 F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;
 q – поверхностная плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 $g = 9,8 \text{ м}^2/\text{с}$ – ускорение свободного падения;
 H – высота вертикальной поверхности или длина трубы, м;
 ℓ – длина, м;
 r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг;
 δh – изменение удельной энтальпии теплоносителя, Дж/кг;
 c_p – удельная массовая изобарная теплоёмкость, Дж/(кг·К);
 ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
 ν – кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$;
 β – коэффициент объемного расширения, $1/\text{К}$;
 μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с;
 σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м.

Критерии подобия

$Nu = \alpha \cdot R_0 / \lambda$ – критерий Нуссельта;

$Re = w \cdot R_0 / \nu$ – критерий Рейнольдса;

$Ra = \frac{g \cdot R_0^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot Pr$ – критерий Рэлея;

$Gr = \frac{g \cdot R_0^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T$ – критерий Грасгофа;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – критерий Прандтля.

Индексы

1 – параметры горячего теплоносителя;

2 – параметры холодного теплоносителя;

пл – параметры пленки конденсата;

п – параметры пара;

ж – параметры жидкости.

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменным аппаратом называют устройство, предназначенное для передачи тепла от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю. По принципу действия теплообменные аппараты можно разделить на четыре группы: рекуперативные, регенеративные, смесительные и теплообменные аппараты с внутренним источником теплоты.

Рекуперативными называют такие аппараты, в которых теплота от горячего теплоносителя к холодному передается через разделяющую их непроницаемую стенку. Теплообмен такого рода называют теплопередачей. В этом случае теплота от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю передаётся в три этапа: конвекцией и, возможно, излучением от горячего теплоносителя к стенке, теплопроводностью внутри стенки и от стенки к холодному теплоносителю конвекцией и, если теплоносителем является излучающий газ, то и за счёт теплового излучения. Большинство рекуперативных теплообменных аппаратов работают в стационарном режиме. Рекуператорами являются парогенераторы, подогреватели, охладители, конденсаторы и т.п.

Регенеративными называют такие аппараты, в которых одна и та же поверхность нагрева через определенные промежутки времени омывается горячим или холодным теплоносителями. На первом этапе передачи теплоты горячий теплоноситель нагревает поверхность теплообмена (насадку). Затем через насадку пропускают холодный теплоноситель, который забирает аккумулированную насадкой теплоту. Длительность периодов нагрева и охлаждения насадки зависит от конструкции и режима работы регенератора. Поскольку по мере нагревания и охлаждения температура насадки и теплоносителей изменяется, то процесс

теплообмена в регенеративных теплообменниках является нестационарным. К классу регенеративных теплообменных аппаратов относят воздухоподогреватели доменных печей (кауперы), а также вращающиеся воздухоподогреватели парогенераторов.

В *смесительных теплообменных аппаратах* процесс передачи теплоты происходит при непосредственном соприкосновении и частичном или полном смешении горячего и холодного теплоносителей. В этом случае процесс теплообмена протекает совместно с процессом массообмена. Смесительными теплообменниками являются градирни тепловых электрических станций, скрубберы, бытовые смесители и т.п.

В *теплообменных аппаратах с внутренним источником теплоты* тепловая энергия генерируется в самом теплообменнике из энергии другого вида и идет на нагрев холодного теплоносителя. В эту группу теплообменных аппаратов входят ядерные реакторы и электрические водонагреватели.

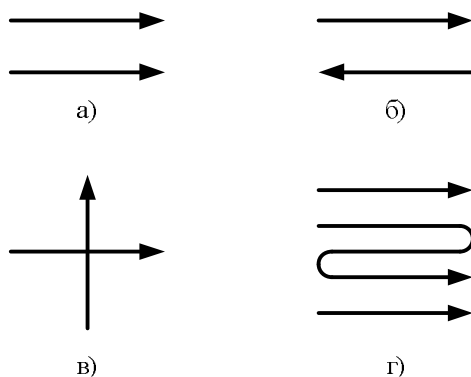


Рис. В. Основные схемы движения теплоносителей:

а – прямоток; б – противоток;
в – перекрёстный ток; г – сложный ток

В зависимости от направления движения теплоносителей теплообменные аппараты можно подразделить на прямоточные, противоточные, с перекрестным и сложным током. На рис. 1 показаны основные схемы движения теплоносителей.

Если оба теплоносителя движутся в одном направлении относительно поверхности теплообмена, то такую схему движения теплоносителей называют прямоточной (рис. В, а), а если в противоположных направлениях – противоточной (рис. В, б). Схему движения теплоносителей называют перекрёстным током, если теплоносители движутся в перпендикулярных направлениях относительно поверхности теплообмена (рис. В, в). Схему движения теплоносителей называют сложным током, если на разных участках теплообмена теплоносители движутся относительно поверхности теплообмена по разным схемам движения (рис. В, г).

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

В инженерных расчетах рассматривают два основных вида теплового расчёта теплообменных аппаратов: тепловой конструктивный и тепловой поверочный (проверочный) расчеты.

Тепловой конструктивный расчет выполняют при проектировании новых аппаратов в целях определения площади поверхности теплообмена и количества переданной теплоты.

Тепловой поверочный расчет выполняют, если известна конструкция теплообменного аппарата и соответственно площадь поверхности теплообмена, а необходимо определить конечные температуры теплоносителей и количество переданной теплоты.

В обоих случаях тепловой расчет основан на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи.

1.1. Уравнение теплового баланса

В общем случае уравнение теплового баланса теплообменного аппарата имеет вид

$$Q_1 = Q_2 + \Delta Q, \quad (1.1)$$

где Q_1 – количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем в единицу времени, Вт; Q_2 – количество теплоты, воспринимаемое холодным теплоносителем в единицу времени, Вт; ΔQ – тепловые потери в окружающую среду, Вт.

Тепловые потери ΔQ зависят от режима работы теплообменного аппарата, его конструкции и качества тепловой изоляции. Величину тепловых потерь рассчитывают индивидуально для каждого теплообменника.

При допущении малости тепловых потерь уравнение теплового баланса принимает вид

$$Q_1 = Q_2 = Q, \quad (1.2)$$

где Q – тепловая мощность теплообменного аппарата, Вт.

Тепловую мощность теплообменного аппарата рассчитывают по формуле

$$Q = G \cdot \delta h, \quad (1.3)$$

где G – расход теплоносителя, кг/с; δh – изменение удельной энтальпии, Дж/кг.

Изменение удельной энтальпии равно:

а) для однофазных теплоносителей

$$\delta h = c_p \cdot \delta T; \quad (1.4)$$

б) при фазовом переходе (кипение или конденсация)

$$\delta h = r, \quad (1.5)$$

где c_p – удельная изобарная теплоёмкость, Дж/(кг·К);
 δT – изменение температуры однофазного теплоносителя;
 r – скрытая теплота фазового перехода.

Удельную теплоемкость c_p находят по справочнику [1] при средней температуре теплоносителя $T = (T' + T'') / 2$, а теплоту фазового перехода r – при температуре насыщения T_n [1].

Таким образом, в зависимости от фазового состояния холодного и горячего теплоносителей возможны следующие варианты записи уравнения теплового баланса:

– для однофазных теплоносителей:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1' - T_1'') = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2'' - T_2'); \quad (1.6)$$

– при изменении агрегатного состояния горячего теплоносителя (конденсация):

$$Q = G_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2'' - T_2'); \quad (1.7)$$

– при изменении агрегатного состояния холодного теплоносителя (кипение):

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1' - T_1'') = G_2 \cdot r_2; \quad (1.8)$$

– при изменении агрегатного состояния обоих теплоносителей:

$$Q = G_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot r_2. \quad (1.9)$$

Формулы (1.6)÷(1.9) приведены для сухого насыщенного водяного пара. В теплообменник пар может поступать как в перегретом, так и во влажном насыщенном состоянии. Отличие реального состояния пара от состояния сухого насыщенного учитывают при расчете теплового потока фазового перехода:

а) для влажного насыщенного водяного пара

$$Q = G \cdot r \cdot x; \quad (1.10)$$

б) для перегретого пара:

$$Q = G \cdot (r + q_{\text{пер}}), \quad (1.11)$$

где x – степень сухости пара; $q_{\text{пер}} = h_{\text{п.п.}} - h_{\text{с.н.п.}}$ – удельная теплота перегрева, Дж/кг; $h_{\text{п.п.}}$ и $h_{\text{с.н.п.}}$ – удельные энтальпии перегретого пара и сухого насыщенного водяного пара, Дж/кг.

Расходы теплоносителей рассчитывают по уравнению неразрывности:

$$G = \rho \cdot \overline{w} \cdot f. \quad (1.12)$$

Плотность теплоносителя ρ находят по справочнику [1] при средней температуре теплоносителя $T = (T' + T'') / 2$.

Площадь поперечного сечения канала рассчитывают по формулам :

— круглая одиночная труба с внутренним диаметром $d_{\text{вн}}$

$$f = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}; \quad (1.13)$$

— n круглых труб с внутренним диаметром $d_{\text{вн}}$

$$f = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot n; \quad (1.14)$$

— кольцевой канал теплообменника типа «труба в трубе»

$$f = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{4}, \quad (1.15)$$

где D – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{\text{нар}}$ – наружный диаметр внутренней трубы, м;

— внешний канал для прохода теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника с числом труб n

$$f = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{4} \cdot n, \quad (1.16)$$

где D — внутренний диаметр кожуха, м; $d_{\text{нар}}$ — наружный диаметр внутренних труб, м;

— канал для прохода теплоносителей пластинчатого теплообменника

$$f = s \cdot b, \quad (1.17)$$

где b — ширина пластины, м; s — расстояние между пластинами, м.

1.2. Уравнение теплопередачи

Уравнение теплопередачи в рекуперативном теплообменном аппарате имеет вид

$$Q = k \cdot \overline{\Delta T} \cdot F, \quad (1.18)$$

где Q — тепловая мощность теплообменника, Вт; k — средний коэффициент теплопередачи через разделяющую теплоносители стенку, Вт/(м²·К); $\overline{\Delta T}$ — средняя разность температур (средний температурный напор), °С; F — площадь поверхности теплообмена, м².

Тепловую мощность теплообменного аппарата рассчитывают по уравнению теплового баланса. При тепловом проверочном расчете площадь теплообмена известна, а при конструктивном расчете площадь поверхности теплообмена F находят из уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{k \cdot \overline{\Delta T}}. \quad (1.19)$$

Из последнего выражения следует, что при расчете площади поверхности теплообмена задача сводится к вычислению коэффициента теплопередачи и средней разности температур теплоносителей.

1.2. Расчет среднего температурного напора

На рис. 1.1 представлены температурные графики изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена для разных схем движения теплоносителей.

Средний температурный напор (среднюю разность температур) для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей рассчитывают по формулам:

$$\overline{\Delta T} = \overline{\Delta T_a} = \frac{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min}}{2}, \text{ если } \Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} \leq 2; \quad (1.20)$$

$$\overline{\Delta T} = \overline{\Delta T_{\ln}} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}, \text{ если } \Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} > 2, \quad (1.21)$$

где $\Delta T_{\max}$ и $\Delta T_{\min}$ – максимальная и минимальная разности температур теплоносителей (рис. 1.1), °C; ΔT_a – среднеарифметическая разность температур, °C; $\Delta T_{\ln}$ – среднелогарифмическая разность температур, °C.

Для определения средней разности температур при сложном движении теплоносителей строят температурный график $T = f(F)$ для противотока и $\overline{\Delta T}$, рассчитанную по формулам (1.20) или (1.21), умножают на поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta T}$, учитывающий особенности теплообмена при сложном токе. При этом студент самостоятельно принимает одну из схем перекрестного или сложного движения теплоносителей, приведенных в разделе 2.2 справоч-

ника [1] и по рисунку определяет $\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$, где комплексы P и R соответственно равны

$$P = \delta T_2 / (T_1' - T_2') ; R = \delta T_1 / \delta T_2 , \quad (1.22)$$

где δT_1 и δT_2 – изменение температуры горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (рис. 1.1), °С.

Уравнение теплового баланса для однофазных теплоносителей (1.6) можно записать в виде

$$W_1 \cdot \delta T_1 = W_2 \cdot \delta T_2 \text{ или } \delta T_2 / \delta T_1 = W_1 / W_2 , \quad (1.23)$$

где $W_1 = G_1 \cdot c_{p1}$ и $W_2 = G_2 \cdot c_{p2}$ – расходные теплоемкости (водяные эквиваленты) горячего и холодного теплоносителей, Вт/К.

Изменение температуры однофазных теплоносителей вдоль поверхности теплообмена подчиняется экспоненциальному закону [2]. При этом из соотношений (1.23) следует обратно пропорциональная зависимость между водяными эквивалентами и изменениями температуры вдоль поверхности теплообмена (рис. 1.1):

$$\text{если } W_1 > W_2 , \text{ то } \delta T_1 < \delta T_2 ; \quad (1.24)$$

$$\text{если } W_1 < W_2 , \text{ то } \delta T_1 > \delta T_2 . \quad (1.25)$$

Теплоносителю с большим водяным эквивалентом соответствует меньшее изменение температуры вдоль поверхности теплообмена и соответственно наоборот, теплоносителю с меньшим водяным эквивалентом соответствует большее изменение температуры вдоль поверхности теплообмена.

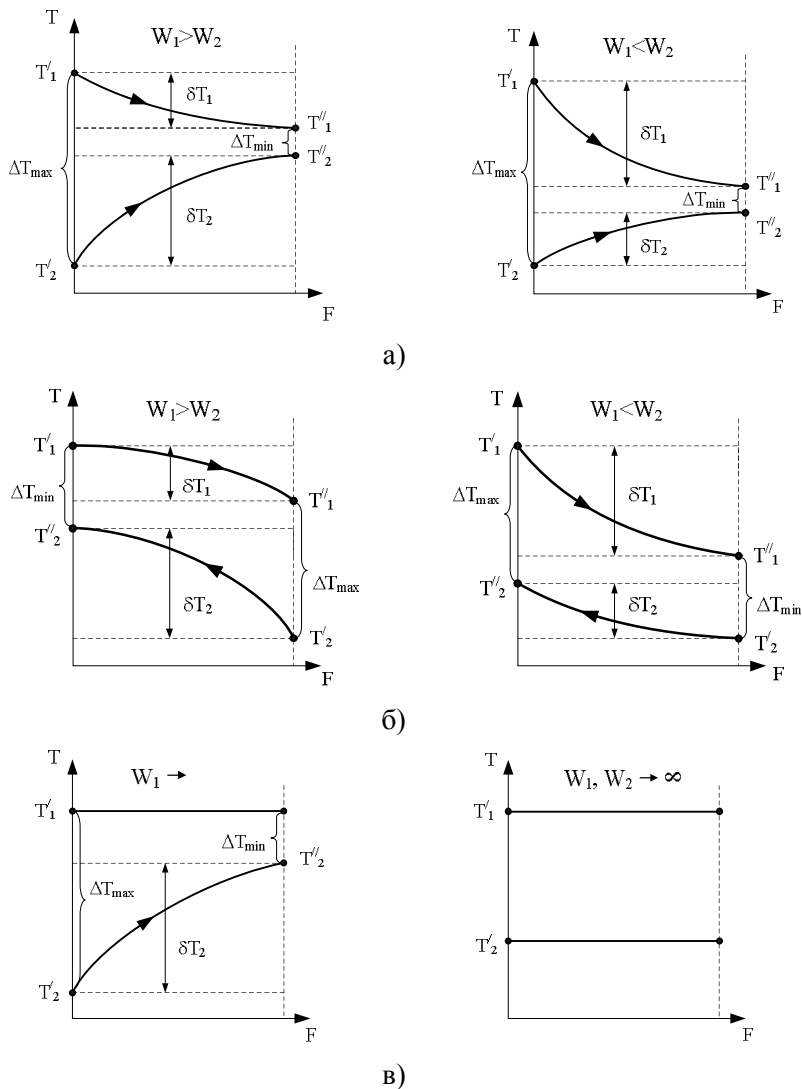


Рис.1.1. Изменение температуры горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена:

а) при прямотоке; б) при противотоке; в) при изменении агрегатного состояния теплоносителей

При прямотоке выпуклость температурных кривых направлена всегда внутрь графика (навстречу друг другу) (рис. 1.1, а).

При противоточной схеме движения теплоносителей (рис. 1.1, б) выпуклость кривых изменения температуры теплоносителей направлена в сторону большого водяного эквивалента, т.е. в сторону теплоносителя с меньшим изменением температуры.

Если теплоносителем является влажный или сухой насыщенный водяной пар, то в процессе теплопередачи его температура не изменяется и равна температуре насыщения при данном давлении

$$T_1' = T_1'' = T_n \quad \text{или} \quad T_2' = T_2'' = T_n. \quad (1.26)$$

1.4. Расчет коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи через стенку круглой трубы рассчитывают по формуле [6]:

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{вн}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_w} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{нар}} \right) + R_{заг}}, \quad (1.27)$$

где d_{cp} , $d_{вн}$ и $d_{нар}$ – средний, внутренний и наружный диаметры трубки, м; λ_w – коэффициент теплопроводности материала трубок, Вт/(м·К); $R_{заг}$ – термическое сопротивление загрязнений с обеих сторон стенки (накипь, сажа и пр.), м²·К/Вт.

При определении d_{cp} необходимо учитывать следующее правило:

если $\alpha_1 > \alpha_2$, то $d_{cp} = d_{нар}$;

если $\alpha_1 \approx \alpha_2$, то $d_{cp} = 0,5 \cdot (d_{вн} + d_{нар})$;

если $\alpha_1 < \alpha_2$, то $d_{cp} = d_{вн}$.

Коэффициент теплопередачи для *тонкостенных труб*, для которых выполняется условие $d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} < 2$, можно рассчитывать по формулам теплопередачи через плоскую стенку [2]. В этом случае погрешность расчета не превышает 4 %.

Коэффициент теплопередачи через плоскую стенку рассчитывают по формуле [6]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}}, \quad (1.28)$$

где δ – толщина плоской стенки или $\delta = 0,5 \cdot (d_{\text{нар}} - d_{\text{вн}})$ – толщина стенки трубы, м.

Величину термического сопротивления $R_{\text{заг}}$ принимают по экспериментальным данным или рассчитывают по формулам:

— в уравнении (1.27)

$$R_{\text{заг}} \approx \frac{\delta_1}{\lambda_1} \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}; \quad (1.29)$$

— в уравнении (1.28)

$$R_{\text{заг}} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}, \quad (1.30)$$

где δ_1 и δ_2 – толщины отложений на внутренней и наружной поверхностях стенки, м; λ_1 и λ_2 – коэффициенты теплопроводности отложений на внутренней и наружной поверхностях стенки, Вт/(м·К).

1.5. Расчет коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2

Коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего α_1 и со стороны холодного α_2 теплоносителей находят по эмпи-

рическим критериальным формулам, в зависимости от вида теплообмена (свободная или вынужденная конвекция, кипение, конденсация), характера течения (течение в трубах и каналах, продольное или поперечное обтекание трубных пучков и т.п.), режима течения (ламинарный, переходный, турбулентный), расположения поверхности нагрева (горизонтальное или вертикальное).

Алгоритм расчета коэффициента теплоотдачи по критериальным формулам для однофазных теплоносителей заключается в следующем.

1. Определяют вид конвективного теплообмена: свободная или вынужденная конвекция и объект, где она происходит и по литературе [2–7] выбирают критериальное уравнение соответствующее данному виду конвективного теплообмена. Основные критериальные уравнения приведены ниже в данном пособии.

2. Согласно требованиям, изложенным в комментариях к критериальным уравнениям, находят определяющие параметры:

- определяющий размер;
- определяющую температуру, по которой из справочных таблиц [1] находят физические свойства текучей среды (ν , λ , Pr и т.д.);
- при вынужденном движении скорость течения флюида. Если скорость теплоносителя неизвестна, то её рассчитывают из уравнения неразрывности (1.12).

3. Определяют режим течения среды:

- при вынужденном движении жидкости или газа по критерию Рейнольдса (Re);
- при свободном движении флюида по критерию Рэлея (Ra).

Уточняют вид критериальной формулы в зависимости от режима движения текучей среды.

4. По критериальному уравнению находят безразмерный коэффициент теплоотдачи – число Нуссельта (Nu).

5. Используя определение критерия Нуссельта, рассчитывают коэффициент конвективной теплоотдачи α :

$$\alpha = \text{Nu} \frac{\lambda}{R_0}. \quad (1.31)$$

В критериальные уравнения входят величины, зависящие от температур наружной и внутренней стенок T_{w1} и T_{w2} , которые заранее неизвестны, поэтому T_{w1} и T_{w2} рассчитывают методом последовательных приближений.

Первый алгоритм уточнения температур стенок T_{w1} и T_{w2}

1. Задают неизвестные температуры стенок T_{w1} и T_{w2} в первом приближении:

$$T_{w1} = T_1 - \overline{\Delta T} / 2, \quad (1.32)$$

$$T_{w2} = T_{w1} - (1 \div 3). \quad (1.33)$$

2. Коэффициент теплопроводности материала трубок λ_w находят по справочнику [1] при средней температуре стенки $(T_{w1} + T_{w2})/2$.

3. По критериальным уравнениям определяют коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей α_1 и α_2 .

4. Рассчитывают коэффициент теплопередачи k через стенку теплообменника.

5. Уточняют температуры стенок T_{w1} и T_{w2} . Для этого рассчитывают плотность теплового потока через стенку между средними температурами T_1 и T_2 теплоносителей:

$$q = k(T_1 - T_2), \quad (1.34)$$

Тогда температуры стенок будут равны

$$q = \alpha_1(T_1 - T_{w1}) \Rightarrow T_{w1} = T_1 - q / \alpha_1, \quad (1.35)$$

$$q = \alpha_2(T_{w2} - T_2) \Rightarrow T_{w2} = T_2 + q / \alpha_2. \quad (1.36)$$

Если расхождение между полученными и заданными значениями температур стенок больше 5 %, то расчет повторяют с пункта 2 первого алгоритма для новых значений температур стенок T_{w1} и T_{w2} .

*Второй алгоритм уточнения температур
стенок T_{w1} и T_{w2}*

1. В первом приближении принимают коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , используя следующие рекомендации [2,11,12]:

нагрев и охлаждение газов	$4 \div 50 \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$
нагрев и охлаждение воды	$500 \div 10000 \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$
нагрев и охлаждение масел	$50 \div 1000 \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$
кипение воды	$1000 \div 45000 \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$
плёночная конденсация водяного пара	$4000 \div 15000 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$

2. Находят коэффициент теплопроводности материала стенки λ_w по справочнику [1] при температуре стенки, которую в первом приближении считают равной $(T_1 + T_2)/2$, где T_1 и T_2 – средние температуры теплоносителей.

3. Находят температуры стенок T_{w1} и T_{w2} по уравнениям:

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3; \quad (1.37)$$

$$\frac{\Delta T_1}{R_{t,1}} = \frac{\Delta T_2}{R_{t,2}} = \frac{\Delta T_3}{R_{t,3}}, \quad (1.38)$$

где $\Delta T = T_1 - T_2$ – перепад температур между горячим и холодным теплоносителями, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_1 = T_1 - T_{w1}$ – перепад температур между горячим теплоносителем и стенкой, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta T_2 = T_{w1} - T_{w2}$ – перепад температур в стенке, $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta T_3 = T_{w2} - T_2$ – перепад температур между стенкой и холодным теплоносителем, ^0C ; $R_{t,1} = 1/\alpha_1$ – термическое сопротивление теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке, $(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$; $R_{t,2} = \delta/\lambda_w$ – термическое сопротивление теплопроводности стенки, $(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$; $R_{t,3} = 1/\alpha_2$ – термическое сопротивление теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, $(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$; δ – толщина плоской стенки или $\delta = 0,5 \cdot (d_{\text{нар}} - d_{\text{вн}})$ – толщина стенки трубы, м.

В результате совместного решения уравнений (1.37) и (1.38) получают

$$T_{w1} = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{R_{t,1} + R_{t,2} + R_{t,3}} \cdot R_{t,1}; \quad (1.39)$$

$$T_{w2} = T_{w1} - (T_1 - T_{w1}) \frac{R_{t,2}}{R_{t,1}}. \quad (1.40)$$

4. По критериальным уравнениям определяют коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего α_1 и со стороны холодного α_2 теплоносителей. Если расхождение между полученным и заданным значениями коэффициентов теплоотдачи больше 5 %, то расчет повторяют с пункта 2 для новых значений α_1 и α_2 .

При выполнении конструктивного расчета скорости движения теплоносителей принимают в интервале $0,5 \div 3$ м/с для жидкостей и $5 \div 20$ м/с для газов. Если необходимо получить компактный теплообменник, то выбирают более высокие скорости. Если размеры теплообменника не лимитированы, а эксплуатационные затраты на транспорт теплоносителей необходимо свести к минимуму, то выбирают скорости на левой границе рекомендуемого интервала. Оптимальное значение скоростей движения те-

плоносителей может быть получено при проведении технико-экономического расчета.

При выполнении поверочного расчета скорости движения теплоносителей находят из уравнения неразрывности (1.12).

Ниже приведены критериальные уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи в наиболее часто встречающихся случаях теплообмена [7].

Коэффициент теплоотдачи при движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах некруглого сечения без изменения агрегатного состояния (щелевой канал пластинчатого теплообменника, межтрубное пространство кожухотрубного теплообменника без перегородок и теплообменника типа «труба в трубе») определяют по критериальным уравнениям:

— При развитом турбулентном движении ($Re \geq 10^4$)

$$\overline{Nu} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (1.41)$$

где Pr и Pr_w – критерий Прандтля при определяющей температуре T_0 и при температуре стенки T_w .

Определяющая температура, при которой находят физические свойства среды, в уравнении (1.41) равна средней температуре теплоносителя $T_0 = T = (T' + T'') / 2$, а определяющим размером является внутренний диаметр трубы $R_0 = d_{вн}$.

При движении теплоносителя в каналах сложной формы в качестве определяющего размера принимают эквивалентный диаметр $R_0 = d_{экр}$, который равен:

- для щелевого канала пластинчатого теплообменника

$$d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot s \cdot b}{s + b}, \quad (1.42)$$

где b – ширина пластины, м; s – расстояние между пластинами, м;

- для кольцевого канала²² теплообменника типа «труба в трубе»

$$d_{\text{экв}} = D - d_{\text{нар}}, \quad (1.43)$$

где D – внутренний диаметр наружной трубы, м; $d_{\text{нар}}$ – наружный диаметр внутренней трубы, м;

- для внешнего канала прохода теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника с числом трубок n

$$d_{\text{экв}} = \frac{D^2 - d_{\text{нар}}^2 \cdot n}{D + d_{\text{нар}} \cdot n}, \quad (1.44)$$

где D – внутренний диаметр кожуха, м; $d_{\text{нар}}$ – наружный диаметр внутренних трубок, м.

При движении теплоносителя в *изогнутых трубах (коленах, змеевиках)* происходит его дополнительная турбулизация и, как следствие, увеличение коэффициента теплоотдачи. Для расчета теплоотдачи в изогнутых трубах необходимо число Нуссельта, рассчитанное по формуле (1.41), умножить на поправочный коэффициент:

$$\varepsilon_r = 1 + 1,8 \cdot d_{\text{вн}} / R_r, \quad (1.45)$$

где R_r – радиусгиба (изгиба), м.

— При ламинарном режиме течения ($Re \leq 2300$) возможны два случая:

- а) При значениях числа Рэлея $Ra < 8 \cdot 10^5$ влияние свободной конвекции можно не учитывать и коэффициент те-

плоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах круглого сечения, определяют по уравнению

$$\overline{Nu} = 1,55 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d_{\text{вн}} / \ell)^{1/3} \cdot (\mu / \mu_w)^{0,14}, \quad (1.46)$$

где μ и μ_w – динамический коэффициент вязкости текущей среды при средней температуре теплоносителя и при температуре стенки T_w , Па·с.

Определяющая температура, при которой находят физические свойства среды, в уравнении (1.46) равна средней температуре теплоносителя и стенки $T_0 = 0,5 \cdot (T_w + T)$, где $T = (T' + T'') / 2$. Определяющий размер равен внутреннему диаметру круглой трубы $R_0 = d_{\text{вн}}$ или эквивалентному диаметру канала $R_0 = d_{\text{экр}}$.

б) При значениях числа Рэлея $Ra \geq 8 \cdot 10^5$ наступает так называемый вязкостно-гравитационный режим, при котором влиянием свободной конвекции пренебречь нельзя. В этом режиме на теплоотдачу существенно влияет и вынужденное движение и свободная конвекция. Коэффициент теплоотдачи при вязкостно-гравитационном режиме течения находят по уравнению

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}. \quad (1.47)$$

Определяющая температура, при которой находят физические свойства среды, в уравнении (1.47) равна средней температуре теплоносителя $T_0 = T = (T' + T'') / 2$. Определяющий размер равен внутреннему диаметру круглой трубы $R_0 = d_{\text{вн}}$ или эквивалентному диаметру канала $R_0 = d_{\text{экр}}$. При этом определяющая температура для расчета критерия Рэлея равна средней температуре теплоносителя и стенки $T_0 = 0,5 \cdot (T_w + T)$, где $T = (T' + T'') / 2$.

— При переходном режиме движения теплоносителей ($2300 < Re < 10^4$) безразмерный коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\overline{Nu} = K_0 \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (1.48)$$

где комплекс K_0 находят по табл. 1.1 в зависимости от числа Рейнольдса.

Таблица 1.1

Зависимость комплекса K_0 от числа Рейнольдса

$Re \cdot 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3,0	3,5	4,0	5	6	7	8	9	10
K_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

При пленочной конденсации насыщенного пара и ламинарном стекании пленки конденсата под действием силы тяжести коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле [2,3]:

$$\overline{\alpha} = a \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2 \cdot \lambda_{пл}^3}{\mu_{пл} \cdot (T_n - T_w) \cdot b}}, \quad (1.49)$$

где $a = 0,943$, $b = H$ — для вертикальной поверхности; $a = 0,728$, $b = d_{нар}$ — для горизонтальной трубы.

Для горизонтальной трубы ламинарный режим течения пленки существует, если выполняется условие

$$d_{нар} < 20 \cdot \left(\frac{\sigma_{пл}}{g \cdot \rho_{пл}} \right)^{0,5}. \quad (1.50)$$

Физические свойства конденсата находят при температуре насыщения T_n .

Формулы для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи, теплоотдачи при волновом и турбулентном течении пленки, а также толщины конденсатной пленки приведены в литературе [2–5].

При пузырьковом кипении в большом объеме в условиях естественной конвекции (на внешней поверхности пучков труб) [2, 3, 6]:

$$\alpha = 38,7 \cdot \Delta T^{2,33} \cdot p_n^{0,5}, \quad (1.51)$$

$$\alpha = 3,0 \cdot q^{0,7} \cdot p_n^{0,15}, \quad (1.52)$$

где p_n – давление насыщения, бар; q – плотность теплового потока, Вт/м²; $\Delta T = T_w - T_n$ – перегрев жидкости в пограничном слое.

При пузырьковом кипении в трубах и каналах в условиях свободного или вынужденного движения [2] расчет коэффициента теплоотдачи выполняют по следующему алгоритму.

а) Находят коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме $\alpha_{\text{кип}}$ по формулам (1.51) или (1.52).

б) Рассчитывают коэффициент теплоотдачи при вынужденном турбулентном течении в трубах и каналах α_w по критериальному уравнению (1.41). При этом в качестве определяющей температуры необходимо принять температуру насыщения T_n при данном давлении.

в) Рассчитывают отношение коэффициентов теплоотдачи при кипении и вынужденном движении $\alpha_{\text{кип}} / \alpha_w$:

если $\alpha_{\text{кип}} / \alpha_w > 2$, то $\alpha = \alpha_{\text{кип}}$;

если $\alpha_{\text{кип}} / \alpha_w < 0,5$, то $\alpha = \alpha_w$;

если $0,5 < \alpha_{\text{кип}} / \alpha_w < 2$, то $\alpha = \alpha_w \cdot \varepsilon_{\text{кип}}$,

где $\varepsilon_{\text{кип}} = \frac{4 \cdot \alpha_w + \alpha_{\text{кип}}}{5 \cdot \alpha_w - \alpha_{\text{кип}}}$ – поправочный коэффициент на теплоотдачу при кипении.

Если теплоносителем является излучающий газ, то в этом случае теплообмен между газом и стенкой происходит путем конвективного и лучистого теплообмена. Тогда коэффициент теплоотдачи находят по формуле

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_l, \quad (1.53)$$

где α_k – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²К); α_l – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²К).

Коэффициент теплоотдачи излучением рассчитывают по формуле

$$\alpha_l = \frac{q_l}{T_g - T_w}, \quad (1.54)$$

где q_l – плотность теплового потока, переданного излучением, Вт/м²; T_g – температура газа, °С.

Плотность лучистого теплового потока находят по формуле Нуссельта:

$$q_l = \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \sigma_0 \cdot (T_g^4 - T_w^4) \cdot F, \quad (1.55)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты; $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^8$ Вт/(м²·К⁴) – постоянная Стефана–Больцмана; T_g и T_w – температуры газа и стенки, К.

Приведенную степень черноты рассчитывают по формуле

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1}, \quad (1.56)$$

где ε_{Γ} и ε_w – степень черноты газа и поверхности соответственно.

Степень черноты газа зависит от его состава, температуры и объема, который занимает газ. Для продуктов сгорания энергетических топлив степень черноты газа рассчитывают по формуле:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (1.57)$$

где $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ – степень черноты углекислого газа; $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}^*$ – степень черноты водяного пара; $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}^*$ – условная степень черноты водяного пара; β – поправочный коэффициент, учитывающий особенности излучения водяного пара.

Степени черноты перечисленных газов определяют по номограммам, представленным на рис. 1.2–1.3 [1] на которых графически изображена зависимость

$$\varepsilon_{\Gamma,i} = f(p_i \cdot S_{\text{эф}}, T_{\Gamma}),$$

где p_i – парциальное давление i – го газа, кПа; T_{Γ} – температура газа, °C (K); $S_{\text{эф}}$ – эффективная длина пути луча, м.

Для газового объема произвольной формы эффективную длину пути луча рассчитывают по формуле

$$S_{\text{эф}} = 3,6 \cdot \frac{V_{\Gamma}}{F_{\Gamma}}, \quad (1.58)$$

где V_{Γ} – объем, занимаемый газом, м³; F_{Γ} – площадь оболочки, в которую заключен газ, м².

Поправочный коэффициент β находят по номограмме на рис. 1.4 [1] в виде $\beta = f(p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S_{\text{эф}}, p_{\text{H}_2\text{O}})$.

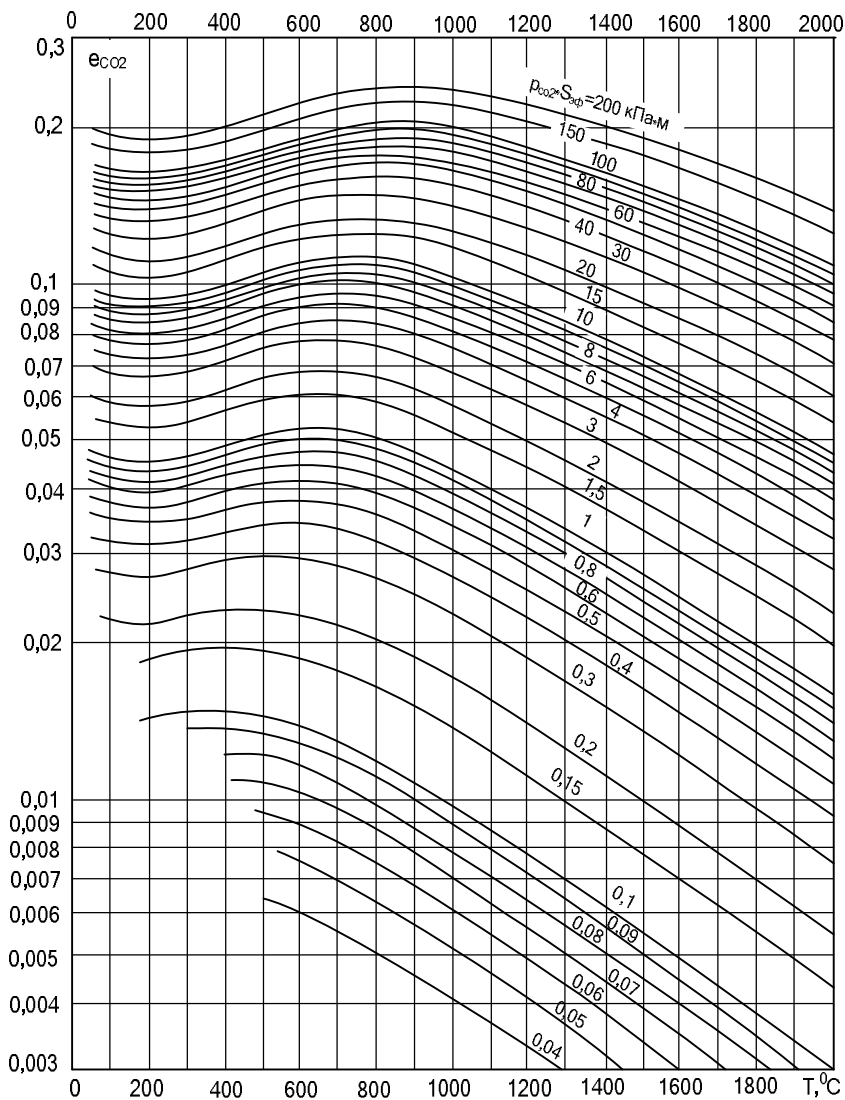


Рис. 1.2. Степень черноты двуокиси углерода $\epsilon_{CO_2} = f_1(p_{CO_2} \cdot S_{эф}, T)$

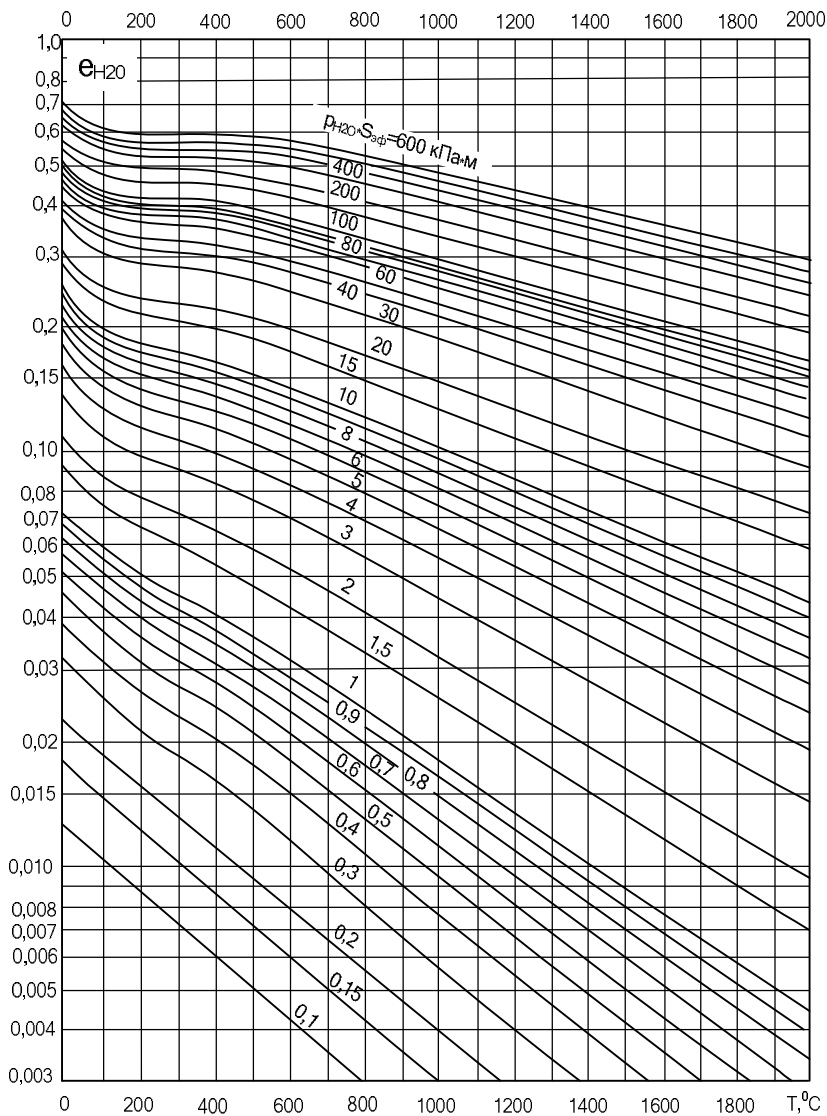


Рис. 1.3. Степень черноты водяного пара $\epsilon_{H_2O} = f_2(p_{H_2O} \cdot S_{эф}, T)$

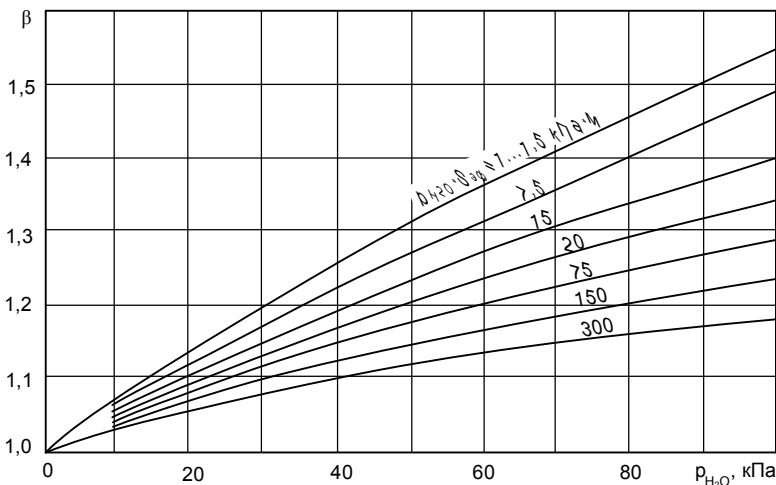


Рис. 1.4. Поправочный коэффициент β на парциальное давление для водяного пара

2. ВИДЫ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2.1. Кожухотрубный теплообменный аппарат

Принципиальная схема кожухотрубного теплообменного аппарата представлена на рис. 2.1.

Кожухотрубный теплообменник представляет собой аппарат, выполненный из пучков труб 2, собранных при помощи трубных решеток (досок) 3, и ограниченных кожухом 1. Один теплоноситель, поступающий через патрубки 7 и 8, протекает через трубки, другой теплоноситель, входящий и выходящий через патрубки 9 и 10, протекает в межтрубном пространстве пучка труб.

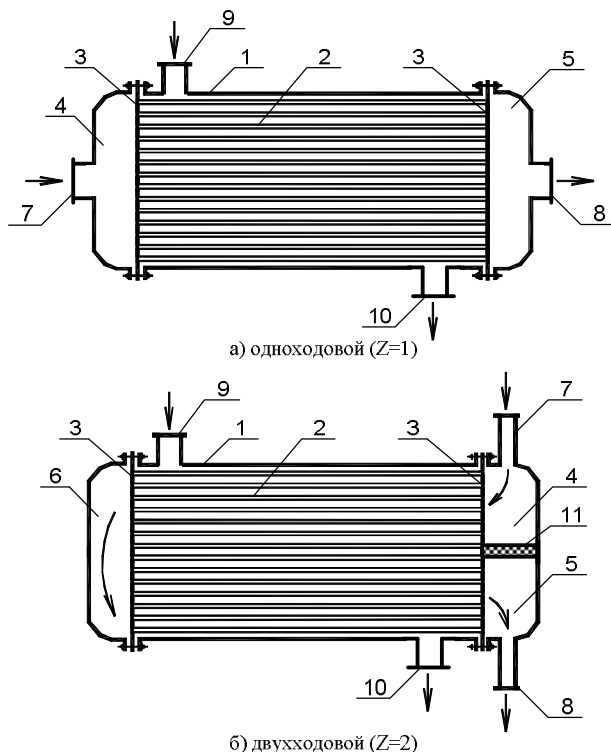


Рис. 2.1. Принципиальная схема кожухотрубного теплообменного аппарата:

1 – кожух; 2 – трубки; 3 - трубные решетки; 4 - входная распределительная камера; 5 - выходная камера; 6 - поворотная камера; 7,8,9,10 – патрубки для входа и выхода теплоносителей; 11 – перегородка

Трубки в трубной решетке располагаются либо по шестиугольникам (рис. 2.2, а), либо по концентрическим окружностям (рис. 2.2, б). Кожухотрубные аппараты устанавливают вертикально или горизонтально.

В зависимости от организации движения теплоносителя в трубках кожухотрубные теплообменные аппараты

подразделяют на одноходовые (рис. 2.1, а) и многоходовые (рис. 2.1, б). Многоходовые теплообменные аппараты применяют для увеличения скорости движения теплоносителя внутри трубок. Если скорость движения теплоносителя в трубках меньше предельно допустимого значения ($w_{\text{жид}}^{\text{доп}} = 0,5 \text{ м/с}$ и $w_{\text{газ}}^{\text{доп}} = 5 \text{ м/с}$), то в этом случае устанавливают перегородки 11, разделяющие трубное пространство на Z ходов. Скорость движения теплоносителя в трубках увеличивается за счет уменьшения площади поперечного сечения для прохода теплоносителя.

Например, на рис. 2.1, б показана схема двухходового теплообменника ($Z = 2$). Теплоноситель, разделенный перегородкой 11, сначала проходит по верхней половине трубок влево, а затем по нижней половине вправо.

На рис. 2.2 штриховой линией показано расположение перегородок для двухходового $Z = 2$ (рис. 2.2, а) и четырехходового $Z = 4$ (рис. 2.2, б) кожухотрубного теплообменного аппарата. Из рисунка видно, что трубки, закрытые перегородками, из расчета необходимо исключить.

Площадь поперечного сечения для прохода теплоносителя рассчитывают по формулам:

— в трубках

$$f = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1; \quad (2.1)$$

— в межтрубном пространстве

$$f = \frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4}, \quad (2.2)$$

где $n_1 = n/Z$ – число трубок в одном ходе; n – общее количество трубок; Z – число ходов.

Внутренний диаметр корпуса D определяют по формуле

$$D = (n_d - 1) \cdot s + n_d \cdot d_{\text{нар}} + 2 \cdot k, \quad (2.3)$$

где n_d – число труб в диагонали; s – шаг труб, м; k – кольцевой зазор между крайними трубами и корпусом, м.

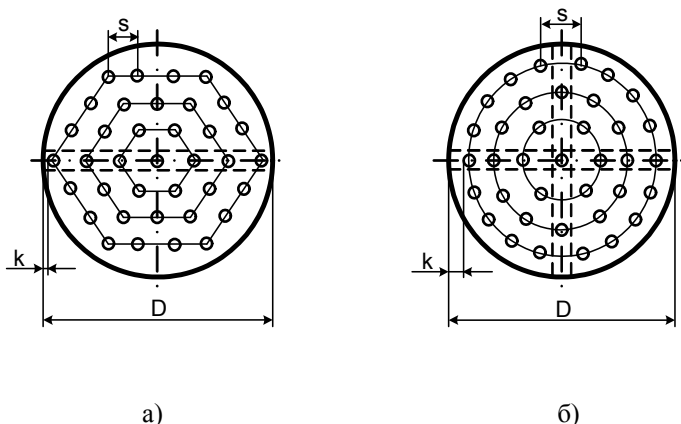


Рис. 2.2. Расположение трубок в трубной решетке кожухотрубного теплообменного аппарата:

а – по шестиугольникам; б – по концентрическим окружностям

Шаг труб выбирают из соотношения $s = (1,3 \div 1,5)d_{\text{нар}}$. Кольцевой зазор между крайними трубами и корпусом должен быть не менее 6 мм ($k \geq 6$ мм).

Число труб в диагонали определяют конструктивно. Для этого в табл. 2.1 находят ближайшее большее значение n и определяют число труб в диагонали n_d . Схему расположения труб и перегородок чертят в масштабе на миллиметровой. При этом для многоходового теплообменника из общего числа трубок n необходимо вычесть трубки, перекрытые перегородками (рис. 2.1).

Площадь поверхности теплообмена кожухотрубного теплообменного аппарата рассчитывают по формуле

$$F_{\text{дейст}} = \pi \cdot d^* \cdot l \cdot n. \quad (2.4)$$

Если коэффициенты теплоотдачи различаются на порядок, то в качестве расчетного диаметра d^* принимают диаметр трубы со стороны меньшего из α_1 и α_2 , в противном случае $d^* = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})$.

2.2. Секционный теплообменный аппарат типа «труба в трубе»

Принципиальная схема секционного теплообменного аппарата типа «труба в трубе» показана на рис. 2.3. Аппараты данного типа собирают из секций соединенных между собой последовательно и параллельно. Каждая секция состоит из трубы большого диаметра 1, внутри которой находятся одна или несколько труб меньшего диаметра 2. Один теплоноситель проходит в кольцевом зазоре между большой и малыми трубами, а другой теплоноситель протекает по внутренним трубам. При этом теплообмен между теплоносителями происходит теплопередачей через поверхность внутренних труб.

В зависимости от схемы движения теплоносителей теплообменники подразделяют на прямоточные и противоточные. На рис. 2.3, а показано направление движения теплоносителей при прямотоке, а на рис. 2.3, б – при противотоке.

Площадь поперечного сечения для прохода теплоносителя находят по формулам:

— в трубах

$$f = n \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1 ; \quad (2.5)$$

Таблица 2.1

Определение числа труб в кожухотрубном теплообменнике

Число шести- угольников или окружностей	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Число труб по диагонали	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
Разбивка по шестиугольникам											
Число труб без учета сегментов	7	19	37	61	91	127	169	217	271	331	397
Число труб в ряду сегмента	-	-	-	-	-	-	3	4	5	6	7
Число труб во всех сегментах	-	-	-	-	-	-	18	24	30	36	42
Всего труб	7	19	37	61	91	127	187	241	301	367	439
Разбивка по окружностям											
Число труб по наружной окружности	6	12	18	25	31	37	43	50	56	60	62
Всего труб	7	19	37	62	93	130	173	223	279	341	410

— в межтрубном пространстве

$$f = \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} \right) n_1, \quad (2.6)$$

где n – количество труб внутри большой трубы; n_1 – число параллельно соединенных секций.

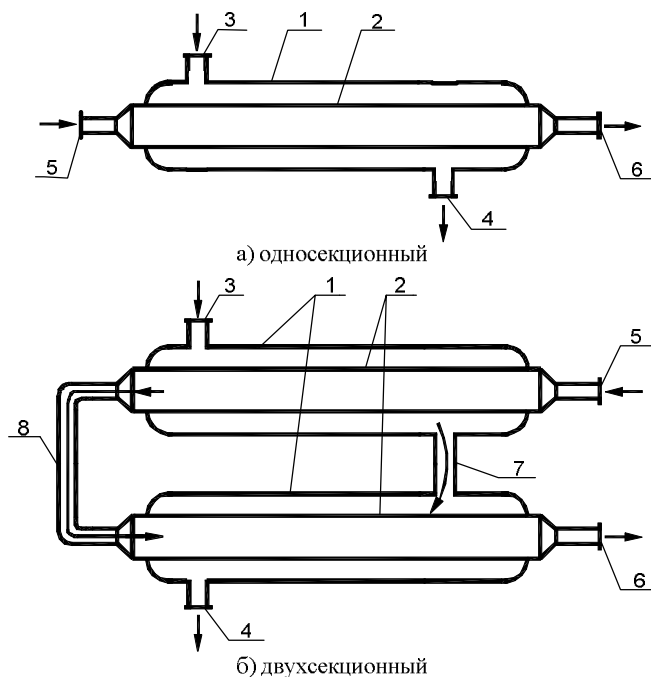


Рис. 2.3. Принципиальная схема секционного теплообменного аппарата типа «труба в трубе»:

1 – большая труба; 2 – малая труба; 3, 4, 5, 6 – патрубки для входа и выхода теплоносителей; 7, 8 – перепускной трубопровод

Алгоритм определения числа параллельно n_1 и последовательно n_2 соединенных секций секционного теплообмен-

ника типа «труба в трубе» подробно описан в разделе 3.3 учебного пособия.

2.3. Пластинчатый теплообменный аппарат

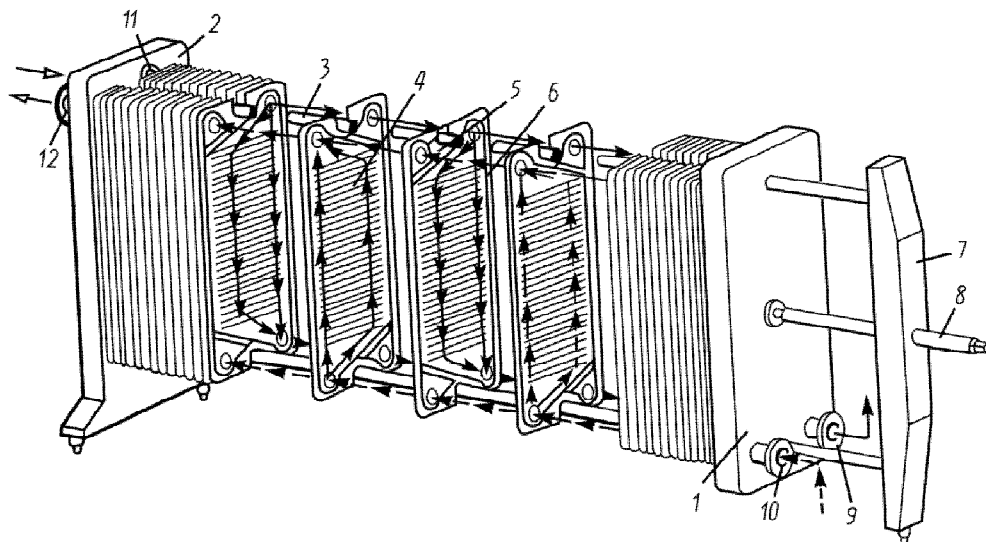
Принципиальная схема пластинчатого теплообменного аппарата приведена на рис. 2.4.

У пластинчатого теплообменного аппарата теплообменная поверхность образована набором тонких штампованных пластин с гофрированной поверхностью. Пластинчатые теплообменники классифицируют по степени доступности поверхности теплообмена для механической очистки и осмотра на разборные, полуразборные и неразборные (сварные). Наибольшее распространение получили разборные пластинчатые теплообменники, в которых пластины отделены одна от другой прокладками. Монтаж и демонтаж этих аппаратов осуществляют достаточно быстро, очистка теплообменных поверхностей не требует больших затрат труда.

Разборный пластинчатый теплообменник (рис. 2.4) состоит из ряда пластин 4, размещенных на верхней и нижней горизонтальных штангах 3. Концы штанг закреплены в неподвижной плите 2 и на стойке 7. Нажимной плитой 1 и винтом 8 пластины сжимаются, образуя теплообменную секцию. Теплообменные пластины имеют четыре проходных отверстия, которые образуют две изолированные одна от другой системы каналов.

Для уплотнения пластин и каналов применяют резиновые прокладки 5 и 7. Для ввода и вывода теплоносителей в аппарат предназначены патрубки 11, 9, 10, 12, расположенные на неподвижной и подвижной плитах.

Для удобства обслуживания все патрубки, как правило, устанавливают на неподвижной панели.



2.4. Принципиальная схема пластинчатого теплообменного аппарата:
 1 – нажимная плита; 2 – неподвижная плита; 3 – горизонтальная штанга;
 4 – теплообменные пластины; 5, 6 – резиновые прокладки; 7 – стойка;
 8 – винт; 9, 10, 11, 12 – патрубки для входа и выхода теплоносителя

Количество каналов для прохода горячего теплоносителя n_1 находят из уравнения неразрывности:

$$n_1 = \frac{G_1}{w_1 \cdot f \cdot \rho_1}, \quad (2.7)$$

где f – площадь поперечного сечения каналов для прохода теплоносителей, м^2 .

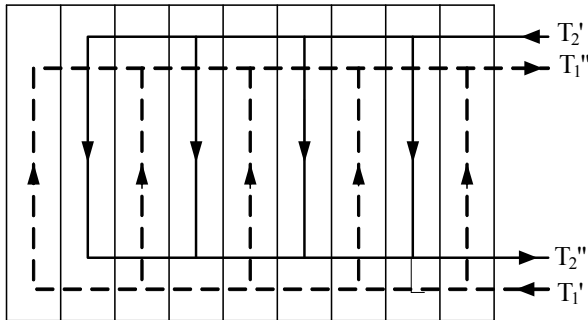


Рис. 2.5. Компоновка пластинчатого теплообменного аппарата

Количество каналов для прохода холодного теплоносителя принимают равным $n_2 = n_1 - 1$.

Площадь поперечного сечения каналов теплообменника с гладкими пластинами:

$$f = s \cdot b, \quad (2.8)$$

где s – расстояние между пластинами, м; b – ширина пластины, м.

Площадь поперечного сечения каналов для прохода горячего теплоносителя:

$$f_1 = n_1 \cdot f. \quad (2.9)$$

Площадь поперечного сечения каналов для прохода холодного теплоносителя:

$$f_2 = n_2 \cdot f. \quad (2.10)$$

Пример компоновки пластинчатого теплообменника показан на рис. 2.5. В данной компоновке площадь поверхности теплообмена определяется по формуле:

$$F = (2n_1 - 2) \cdot b \cdot l, \quad (2.11)$$

где b – ширина пластины, м; l – высота пластины, м.

3. ВИДЫ РАСЧЁТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Различают два основных вида теплового расчёта теплообменных аппаратов:

- тепловой поверочный;
- тепловой конструктивный.

Целью *теплового поверочного расчёта* является определение тепловой мощности аппарата (теплового потока, передаваемого в теплообменнике) и температур теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата. Тип теплообменного аппарата и схема движения теплоносителей известны. Также заданы физические свойства теплоносителей, их расходы, температуры на входе, площадь поверхности теплообмена. Поверочный расчёт обычно проводят для проверки соответствия действительных характеристик теплообменника нормативным.

Основная задача *теплового конструктивного расчёта* заключается в определении площади поверхности теплообмена, необходимой для обеспечения требуемых параметров теплоносителей. При этом тип теплообменного аппарата и схема движения теплоносителей могут быть заданы или приняты автором проекта. В расчете могут быть заданы физические свойства теплоносителей, их расходы, начальные температуры теплоносителей, а также температура одного из теплоносителей на выходе из теплообменника или тепловая мощность аппарата. В ходе расчёта оп-

ределяют площадь поверхности теплообмена, неизвестную температуру на выходе и тепловую мощность теплообменника.

Тепловой конструктивный расчет проводят совместно с компоновочным, гидравлическим, механическим и технико-экономическим расчетами.

В ходе *компоновочного расчёта* определяются основные соотношения между площадью поверхности теплообмена и геометрическими размерами аппарата.

При выполнении *гидравлического расчёта* находят гидравлическое сопротивление при транспорте теплоносителей в теплообменном аппарате и выбирают перекачивающее оборудование.

Механический расчёт проводят для оценки прочности, жёсткости элементов теплообменника, надежности их соединений при статических (от давления) и динамических (от вибрации) нагрузках на всех предусмотренных режимах работы.

В *технико-экономическом расчёте* определяют затраты на изготовление и эксплуатацию теплообменного аппарата. Важным этапом является оптимизация конструктивных и режимных характеристик теплообменника по заданному критерию оптимальности.

Все перечисленные виды расчетов объединяет *проектный расчёт*.

Задание на курсовую работу требует выполнения теплового поверочного или теплового конструктивного расчетов.

3.1. Тепловой поверочный расчет

Тепловой поверочный расчет выполняют для конкретного теплообменника, конструктивные размеры которого, а следовательно, и площадь поверхности теплообмена из-

вестна ($F_{\text{действ}}$). Также заданы расходы теплоносителей (G_1, G_2). Требуется определить температуры теплоносителей на выходе из теплообменника (T_1'', T_2'') и тепловую мощность аппарата (Q).

Алгоритм выполнения теплового поверочного расчета состоит из следующих этапов.

1. Задают неизвестную по условию температуру на выходе из теплообменника (T_1'' или T_2'') из интервала $T_2' \div T_1'$.

2. Из уравнения теплового баланса находят тепловую мощность аппарата Q и заданную температуру теплоносителя на выходе из теплообменника.

3. Строят график изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева $T=f(F)$ и рассчитывают среднюю разность температур теплоносителей $\overline{\Delta T}$.

4. Определяют коэффициенты теплоотдачи α_1, α_2 и коэффициент теплопередачи k .

5. Находят площадь поверхности теплообмена $F_{\text{расч}}$ из уравнения теплопередачи.

6. Сравнивают $F_{\text{действ}}$ и $F_{\text{расч}}$.

Если $\Delta = \frac{|F_{\text{расч}} - F_{\text{действ}}|}{F_{\text{действ}}} < 5\%$, то расчет заканчивают, ина-

че вычисления повторяют с пункта 1, принимая новое значение заданной в п.1 температуры на выходе одного из теплоносителей.

Рассмотренный алгоритм может быть реализован путем выполнения достаточно большого количества последовательных приближений. Число итераций при расчете температур теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата можно сократить, используя понятия *эффективности теплообменного аппарата*.

Под *эффективностью* теплообменного аппарата понимают отношение количества теплоты, переданного в

данном аппарате, к количеству теплоты, преданного в противоточном аппарате с бесконечно большой поверхностью теплообмена с теми же параметрами на входе.

Без учета тепловых потерь в теплообменнике ($Q_1 = Q_2$) *эффективность* равна:

$$E = \frac{Q_1}{Q_{\max}} = \frac{Q_2}{Q_{\max}}, \quad (3.1)$$

где $Q_1 = G_1 \cdot c_{p,1} \cdot (T_1' - T_1'')$ – теплота (тепловой поток), отдаваемая горячим теплоносителем; $Q_2 = G_2 \cdot c_{p,2} \cdot (T_2'' - T_2')$ – теплота, получаемая холодным теплоносителем; $Q_{\max} = W_{\min} \cdot \delta T_{\max} = W_{\min} \cdot (T_1' - T_2')$ – максимальное количество теплоты, которое можно предать в противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена; $W_{\min}$ – минимальная расходная теплоемкость (водяной эквивалент) теплоносителей, Вт/К.

В таком идеальном теплообменном аппарате при условии $W_1 > W_2$ (рис. 3.1, а) температура холодного теплоносителя на выходе становится равной температуре горячего теплоносителя на входе или при $W_2 > W_1$ (рис. 3.1, б) температура горячего теплоносителя на выходе принимает значение температуры холодного теплоносителя на входе. Поэтому максимальная разность температур равна $\delta T_{\max} = T_1' - T_2'$.

С учетом выражений для расчета Q_1 , Q_2 и $Q_{\max}$ формула (3.1) примет вид:

— для горячего теплоносителя

$$E = \frac{G_1 \cdot c_{p,1} \cdot (T_1' - T_1'')}{W_{\min} \cdot (T_1' - T_2')}; \quad (3.2)$$

— для холодного теплоносителя

$$E = \frac{G_2 \cdot c_{p,2} \cdot (T_2'' - T_2')}{W_{\min} \cdot (T_1' - T_2')} . \quad (3.3)$$

Используя формулы (3.2) и (3.3) несложно рассчитать температуры обоих теплоносителей на выходе из теплообменника, предварительно определив эффективность рекуператора. Эффективность теплообменного аппарата при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей рассчитывают по формулам [2]:

$$E_{\text{прямоток}} = \frac{1 - e^{-N \cdot (1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}})}}{1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}} ; \quad (3.4)$$

$$E_{\text{противоток}} = \frac{1 - e^{-N \cdot (1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}})}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N \cdot (1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}})}} , \quad (3.5)$$

где $N = \frac{k \cdot F}{W_{\min}}$ – безразмерный коэффициент теплопередачи, который характеризует теплообменную (теплопередающую) способность теплообменника.

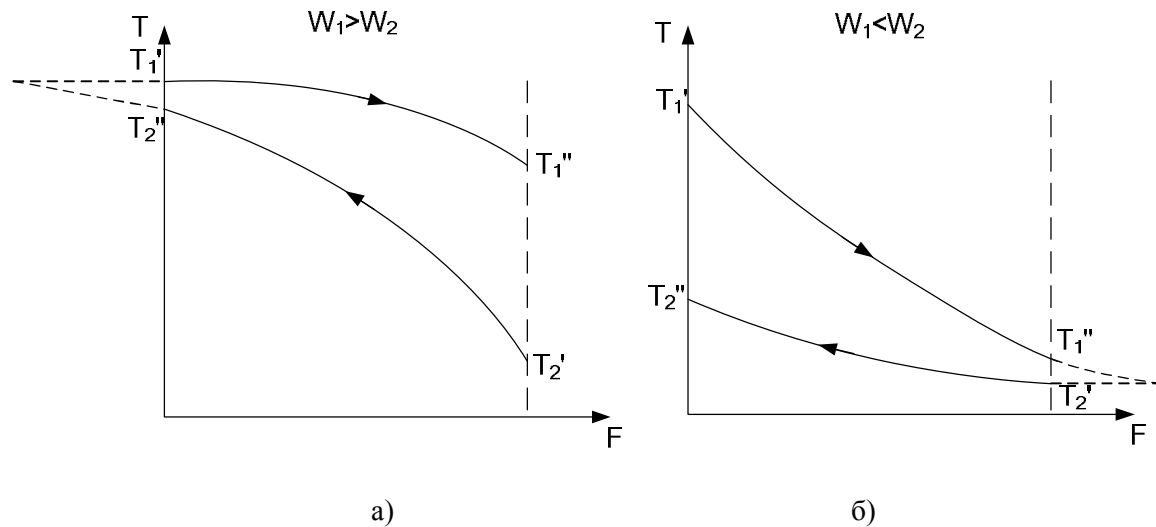


Рис. 3.1. К расчету максимальной разности температур
в идеальном противоточном теплообменном аппарате

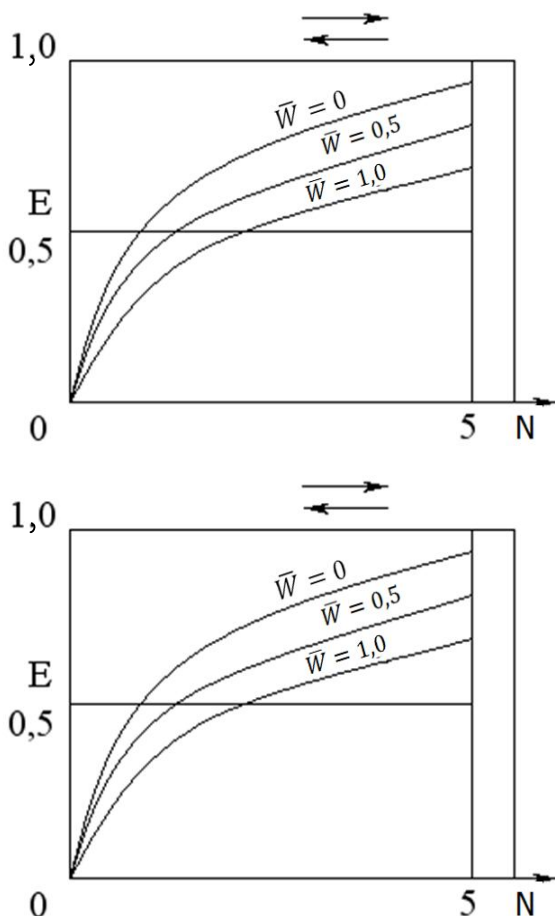


Рис. 3.2. Зависимость эффективности теплообменника от безразмерного коэффициента теплопередачи при разных значениях отношения водяных эквивалентов $\bar{W} = W_{\min} / W_{\max}$ для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей

В зарубежной технической литературе безразмерный коэффициент теплопередачи называют "числом единиц переноса теплоты" или NTU (Number of Heat Transfer

Units). В отечественной технической литературе безразмерный коэффициент теплопередачи иногда обозначают греческой буквой "каппа" $N \equiv NTU \equiv \chi$.

Зависимость $E = f(N)$ имеет асимптотический характер и для разных значений отношения водяных эквивалентов $\overline{W} = W_{\min} / W_{\max}$ показана на рис. 3.2.

Из анализа графиков, изображенных на рис. 3.2, можно сделать вывод о том, что эффективность максимальна при отношении водяных эквивалентов, равном нулю, т.е. при условии, когда один из водяных эквивалентов много больше другого.

Зная эффективность теплообменного аппарата, температуры теплоносителей на выходе из теплообменника рассчитывают по формулам:

— при условии $W_1 = W_{\min}$

$$T_1'' = T_1' - E \cdot (T_1' - T_2'); \quad (3.6)$$

$$T_2'' = T_2' + \frac{W_1}{W_2} E \cdot (T_1' - T_2'); \quad (3.7)$$

— при условии $W_2 = W_{\min}$

$$T_1'' = T_1' - \frac{W_2}{W_1} E \cdot (T_1' - T_2'); \quad (3.8)$$

$$T_2'' = T_2' + E \cdot (T_1' - T_2'). \quad (3.9)$$

При изменении агрегатного состояния одного из теплоносителей температуру другого теплоносителя на выходе и теплообменника рассчитывают по формулам:

— конденсация ($W_1 \rightarrow \infty$)

$$T_1' = T_1'' = T_1; \quad (3.10)$$

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}}; \quad (3.11)$$

— кипение ($W_2 \rightarrow \infty$)

$$T_2' = T_2'' = T_2; \quad (3.12)$$

$$T_1'' = T_2 + (T_1' - T_2) \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_1}}. \quad (3.13)$$

Алгоритм поверочного расчета с использованием понятия эффективности теплообменного аппарата будет следующим.

1. В первом приближении принимают $T_1 = T_1'$ и $T_2 = T_2'$.

2. Определяют коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k (см. разделы 1.4 и 1.5 пособия).

При этом в зависимости от исходных данных из уравнения неразрывности определяют скорости движения или массовые расходы теплоносителей.

Если теплоносителем является газ, то плотность газа находят с учетом давления из уравнения Менделеева-Клапейрона:

$$\rho = \frac{p\mu}{R_\mu T},$$

где $R_\mu = 8314$ Дж/(кгК) – универсальная газовая постоянная; μ – молярная масса газа, кг/кмоль; p – давление газа, Па; T – температура газа, К.

Кинематический коэффициент вязкости для газа $\nu = \mu_{am} / \rho$, где μ_{am} – динамический коэффициент вязкости при атмосферном давлении, Па·с.

Формулы для расчета площади поперечного сечения для прохода теплоносителей для разных типов теплообменников приведены в разделе 2 учебного пособия.

3. Находят температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата T_1'' и T_2'' по формулам (3.6)÷(3.13).

4. Если расхождение между принятой и полученной температурами больше 5%, то расчет повторяют с пункта 2.

5. Из уравнения теплового баланса определяют тепловую мощность аппарата Q .

При использовании данного алгоритма итерационный процесс сходится за 1÷2 приближения. Величину $F_{\text{расч}}$ здесь определять не надо, т.к. в формулы (3.6)÷(3.13) сразу подставляют действительное значение поверхности теплообменника.

3.2. Тепловой конструктивный расчет

При выполнении теплового конструктивного расчета определяют поверхность теплообмена, необходимую для реализации заданной целевой функции – нагреть холодный теплоноситель или охладить горячий теплоноситель до заданной температуры.

Последовательность теплового конструктивного расчета следующая.

1. Из уравнения теплового баланса находят тепловую мощность аппарата и неизвестную температуру теплоносителя на выходе из теплообменника.

При этом надо учитывать, что удельная теплоемкость c_p является функцией неизвестной температуры и поэтому расчет ведут методом последовательных приближений.

Например, необходимо определить температуру горячего теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата T_1'' . Для этого находят удельную теплоемкость c_{p1} по справочнику [1] при температуре на входе T_1' . Затем из уравнения теплового баланса определяют температуру горячего теплоносителя на выходе по формуле

$$T_1'' = T_1' - \frac{Q}{G_1 \cdot c_{p1}}. \quad (3.14)$$

Зная T_1'' , рассчитываем среднюю температуру горячего теплоносителя $T_1 = (T_1' + T_1'') / 2$ и уточняем значение c_{p1} и T_1'' по формуле (3.14). Если отличие вновь найденной температуры меньше 5%, расчет заканчивают, иначе еще раз уточняют температуру T_1'' и снова находят из справочных таблиц значение c_{p1} .

2. Строят график изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева $T=f(F)$ и рассчитывают среднюю разность температур теплоносителей $\overline{\Delta T}$ (см. раздел 1.3 пособия).

3. Определяют коэффициенты теплоотдачи α_1, α_2 и коэффициент теплопередачи k (см. раздел 1.4 пособия).

4. Находят площадь поверхности теплообмена F из уравнения теплопередачи по формуле (1.19).

5. Выполняют расчет конструктивных параметров теплообменного аппарата.

3.3. Компоновочный расчет секционного теплообменника типа «труба в трубе»

Компоновочный расчет проводят совместно с тепловым конструктивным и гидравлическим расчетами. Целью компоновочного расчета секционного теплообменника является определение числа параллельно n_1 и последовательно n_2 соединенных секций аппарата. Число параллельно соединенных секций находят из условия рекомендуемого значения скоростей теплоносителей, которое следует из гидравлического расчета теплообменника. Диапазон рекомендуемых значений скоростей теплоносителей:

- $w_{\Gamma} = 5 \div 25$ м/с для газообразных теплоносителей;
- $w_{\text{ж}} = 0,5 \div 3$ м/с для жидкостных (капельных) теплоносителей.

Алгоритм расчета n_1 следующий.

1. Из уравнения неразрывности находят скорости движения теплоносителей без распараллеливания потоков теплоносителей, т.е. при $n_1 = 1$

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{\rho_1 f_1}; \quad (3.15)$$

$$w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{\rho_2 f_2}, \quad (3.16)$$

где $w_1^{n_1=1}$ и $w_2^{n_1=1}$ – скорости горячего и холодного теплоносителей при $n_1=1$.

2. Сравнивают значения скоростей $w_1^{n_1=1}$ и $w_2^{n_1=1}$ с рекомендуемым интервалом изменения скоростей

$$w_{\min} \leq w_1^{n_1=1} \leq w_{\max} \text{ и } w_{\min} \leq w_2^{n_1=1} \leq w_{\max}, \quad (3.17)$$

где $w_{\min} = 0,5$ м/с и $w_{\max} = 3$ м/с для жидкостных теплоносителей и соответственно $w_{\min} = 5$ м/с и $w_{\max} = 25$ м/с для газообразных теплоносителей.

3. Выбирают значение n_1 таким образом, чтобы скорости w_1 и w_2 находились в рекомендуемом интервале значений скоростей $w_{\min} \leq w_1$, $w_2 \leq w_{\max}$:

$$w_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{n_1} \text{ и } w_2 = \frac{w_2^{n_1=1}}{n_1}. \quad (3.18)$$

При выборе числа параллельных секций n_1 возможны следующие варианты.

а) У одного из теплоносителей скорость лежит в заданном интервале скоростей, а у другого теплоносителя превышает $w_{\max}$ и необходимо распараллеливание этого потока.

Например, $w_{\min} \leq w_2^{n_1=1} \leq w_{\max}$, а $w_1^{n_1=1} \gg w_{\max}$, тогда $n_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{w_1^{\text{зад}}}$, где $w_1^{\text{зад}}$ – скорость потока из заданного интервала. В этом случае горячий теплоноситель поступает в n_1 параллельно соединенных секций, а холодный теплоноситель последовательно проходит через все секции. Например, для $n_1 = 3$ и $n_2 = 2$ при противоточной схеме движения теплоносителей и движении горячего флюида в центральных трубках, а холодного в кольцевом зазоре получим следующую компоновочную схему секционного теплообменника (рис. 3.3).

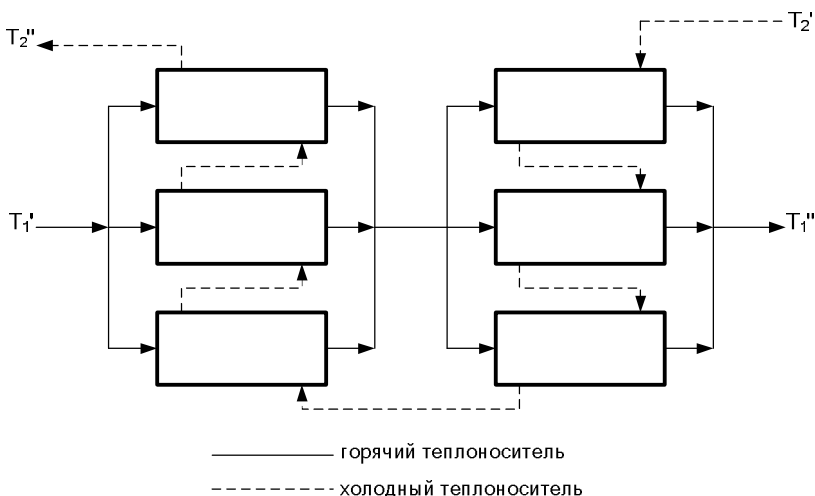


Рис. 3.3. Компоновка теплообменника «труба в трубе» при $n_1 = 3$ и $n_2 = 2$ и противоточной схеме движения теплоносителей

б) Скорости течения обоих теплоносителей превышают заданные из гидравлического расчета максимально допустимые значения скорости $w_1^{n_1=1}$, $w_2^{n_1=1} \gg w_{\max}$. В этом случае необходимо подобрать n_1 таким, чтобы для обоих теплоносителей одновременно выполнялось условие:

$$w_{\min} \leq w_1 = \frac{w_1^{n_1=1}}{n_1} \leq w_{\max}, \quad (3.20)$$

$$w_{\min} \leq w_2 = \frac{w_2^{n_1=1}}{n_1} \leq w_{\max}. \quad (3.21)$$

Например, $n_1=2$ и $n_2=3$, при прямоточной схеме движения теплоносителей и течении холодного теплоносителя в центральных трубках, а горячего – в кольцевом канале, имеем следующую компоновку секционного теплообменника (рис. 3.4).

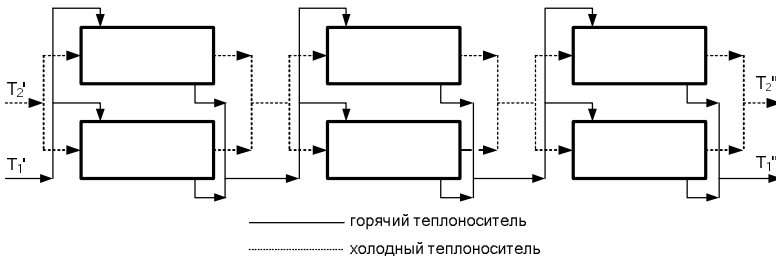


Рис. 3.4. Компоновка теплообменника «труба в трубе» при $n_1 = 2$ и $n_2 = 3$ и прямоточной схеме движения теплоносителей

При расчете секционного теплообменника выбор числа параллельно соединенных секций n_1 выполняют на этапе определения коэффициентов конвективной теплоотдачи. Расчет числа последовательно соединенных секций n_2 проводят после выполнения теплового расчета, в результате которого находят площадь поверхности теплообмена F , необходимую для нагрева или охлаждения теплоносителей, по формуле

$$n_2 = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot l \cdot n_1}, \quad (3.22)$$

где F – площадь поверхности теплообмена; d^* – расчетный диаметр малой трубы; n_1 – число параллельно соединенных секций; l – длина труб.

Если коэффициенты теплоотдачи различаются на порядок, в качестве d^* берется диаметр трубы со стороны меньшего из α_1 и α_2 , в противном случае $d^* = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})$.

Число последовательно соединенных секций n_2 округляют в большую сторону и уточняют длину трубок:

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot n_1 \cdot n_2}. \quad (3.23)$$

4. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Студенты теплотехнических специальностей в заключение изучения курса «Тепломассообмен» выполняют курсовую работу «Расчет рекуперативного теплообменного аппарата».

При выполнении курсовой работы студенты должны:

- изучить принцип работы рекуперативных теплообменных аппаратов, их назначение, особенности конструкции;
- освоить методику теплового поверочного и конструктивного расчетов теплообменников;
- приобрести практические навыки теплового расчета рекуператора.

Каждый студент получает задание для выполнения курсовой работы на специальном бланке. Курсовая работа оформляется на листах формата А4. Расчет сопровождается подробными комментариями и ссылками на литературу.

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

5.1. Пример расчета кожухотрубного теплообменного аппарата

Задание. Определить количество трубок n горизонтального кожухотрубного конденсатора, число ходов по нагреваемой воде Z и температуру воды на выходе из теплообменника T_2'' , если скорость движения воды в трубках $w_2 = 3$ м/с. Наружный диаметр трубок $d_{\text{нар}} = 20$ мм, внутренний $d_{\text{вн}} = 16$ мм. Длина труб $l = 1,8$ м, материал – углеродистая сталь 20. Внутренний диаметр корпуса $D = 0,64$ м. Температура воды на входе в теплообменник $T_2' = 30$ °С. Сухой насыщенный водяной пар при давлении $p = 1,43$ бар подается в межтрубное пространство. Конденсат удаляется при температуре насыщения.

Тип расчета – тепловой поверочный с элементами конструктивного расчета.

Определение количества трубок n и числа ходов по нагреваемой воде Z

Конструкция, принцип действия и алгоритм расчета кожухотрубного теплообменного аппарата описаны в разделе 2.1 учебного пособия.

Общее количество трубок определим по табл. 2.1. Для этого из формулы (2.3) найдем количество труб в диагонали n_d :

$$n_d = \frac{D + s - 2 \cdot k}{d_{\text{нар}} + s}.$$

Кольцевой зазор между крайними трубами и корпусом теплообменника примем $k = 6$ мм, а шаг труб $s = 1,5 \cdot d_{\text{нар}}$.

Получим количество труб в диагонали:

$$n_d = \frac{D + s - 2 \cdot k}{d_{\text{нар}} + s} = \frac{0,64 + 1,5 \cdot 0,02 - 2 \cdot 0,006}{0,02 + 1,5 \cdot 0,02} = 13,16.$$

В табл. 2.1 выбираем ближайшее меньшее значение $n_d = 13$. Принимаем разбивку по окружностям. Тогда общее количество трубок будет равно $n = 130$, число окружностей – 6, число труб по наружной окружности – 37.

Заметим, что если полученное значение n_d округлить в большую сторону, то внутренний диаметр корпуса необходимо будет пересчитать по формуле (2.3).

Примем число ходов по воде $Z = 1$, т.к. скорость движения воды в трубках лежит в рекомендуемом интервале скоростей

$$w_2 = w_{\text{жид}}^{\text{доп}} = 3 \text{ м/с.}$$

Тепловой поверочный расчет

Поверочный расчет выполняют для конкретного теплообменника, размеры которого заданы. Расчет ведут методом последовательных приближений по одному из алгоритмов, описанных в разделе 3.1 учебного пособия. Для расчета воспользуемся алгоритмом, основанным на понятии эффективности теплообменного аппарата.

Первое приближение $T_2'' = 30^\circ\text{C}$

1. В первом приближении принимаем температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника $T_2'' = 30^\circ\text{C}$. Тогда средняя температура воды равна:

$$T_2 = \frac{T_2' + T_2''}{2} = \frac{30 + 30}{2} = 30^\circ\text{C}.$$

Температура горячего теплоносителя на входе и на выходе равна температуре насыщения при заданном давлении, т.к. происходит конденсация водяного пара, а конденсат удаляется при температуре насыщения. По табл. 1.76 [1] при $p = 1,43$ бар находим

$$T_1' = T_1'' = T_1 = T_n = 110^\circ\text{C}.$$

2. Определяем коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k .

Основная сложность определения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 заключается в том, что в критериальные формулы входят величины, зависящие от температур наружной и внутренней поверхностей стенок T_{w1} и T_{w2} , поэтому расчёт ведут методом последовательных приближений по одному из алгоритмов, описанных в разделе 1.5. Выполним расчет по второму алгоритму. Для этого:

– Задаем коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , используя рекомендации, приведенные в разделе 1.5.

Примем для пленочной конденсации водяного пара $\alpha_1 = 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, а для нагрева воды $\alpha_2 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

– В первом приближении коэффициент теплопроводности материала трубок – углеродистой стали 20, найдем из табл. 1.11 [1] $\lambda_w = 51,3 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ при средней температуре горячего и холодного теплоносителей $(T_1 + T_2)/2 = (110 + 30)/2 = 70^\circ\text{C}$.

Толщина стенки трубы равна:

$$\delta = 0,5 \cdot (d_{\text{нар}} - d_{\text{вн}}) = 0,5 \cdot (0,02 - 0,016) = 0,002 \text{ м}.$$

– Находим температуры стенок T_{w1} и T_{w2} по формулам (1.39) и (1.40):

$$\begin{aligned}
T_{w1} &= T_1 - \frac{T_1 - T_2}{R_{t,1} + R_{t,2} + R_{t,3}} \cdot R_{t,1} = \\
&= 110 - \frac{110 - 30}{1/10000 + 0,002/51,34 + 1/1000} \cdot \frac{1}{10000} = 103 \text{ } ^\circ\text{C}; \\
T_{w2} &= T_{w1} - (T_1 - T_{w1}) \frac{R_{t,2}}{R_{t,1}} = \\
&= 103 - (110 - 103) \frac{0,002 \cdot 10000}{51,34} = 100,2 \text{ } ^\circ\text{C}.
\end{aligned}$$

– По критериальным уравнениям определяем коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей α_1 и α_2 .

Коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара на горизонтальной поверхности α_1 найдем по формуле (1.49).

По табл. 1.76 [1] при $T_1 = T_n = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$ находим скрытую теплоту парообразования $r = 2230 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$.

По табл. 1.77 [1] при $T_1 = T_n = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$ находим физические свойства конденсатной плёнки: $\rho_{пл} = 951 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_{пл} = 0,685 \text{ Вт/(мК)}$; $\mu_{пл} = 259 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\sigma_{пл} = 569 \cdot 10^{-4} \text{ Н/м}$.

Для горизонтальной трубы проверяем выполнение условия (1.50):

$$20 \cdot \left(\frac{\sigma_{пл}}{g \cdot \rho_{пл}} \right)^{0,5} = 20 \cdot \left(\frac{569 \cdot 10^{-4}}{9,81 \cdot 951} \right)^{0,5} = 0,049 \text{ м}.$$

Получаем, что условие (1.50) выполняется ($d_{кр} < 0,049 \text{ м}$), поэтому режим течения пленки ламинарный.

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи α_1 по формуле (1.49)

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2 \cdot \lambda_{пл}^3}{\mu_{пл} \cdot (T_n - T_{w1}) \cdot d_{нар}}} =$$

$$= 0,728 \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 2230 \cdot 10^3 \cdot 951^2 \cdot 0,685^3}{259 \cdot 10^{-6} \cdot (110 - 103) \cdot 0,02}} = 14898 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Находим коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении воды в прямых гладких трубах α_2 .

По табл. 1.74 [1] при определяющей температуре $T_0 = T_2 = 30^\circ\text{C}$ находим физические свойства воды: $\lambda = 0,618 \text{ Вт}/(\text{мК})$; $\nu = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr} = 5,42$, а по таблице 1.77 [1] при температуре стенки $T_{w2} = 100,2^\circ\text{C}$ – $\text{Pr}_w = 1,75$.

Далее рассчитываем критерий Рейнольдса и определяем режим течения.

$$\text{Re} = \frac{w_2 \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,016}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 59627 > 10^4$$

Поскольку критерий Рейнольдса больше 10000, то режим течения воды турбулентный.

По критериальной формуле (1.41) для турбулентного режима течения в трубах и каналах рассчитываем безразмерный коэффициент теплоотдачи

$$\overline{\text{Nu}} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,021 \cdot 59627^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \cdot \left(\frac{5,42}{1,75} \right)^{0,25} = 381.$$

Находим коэффициент теплоотдачи α_2 по формуле (1.31)

$$\alpha_2 = \frac{\overline{\text{Nu}} \cdot \lambda}{d_{вн}} = \frac{381 \cdot 0,618}{0,016} = 14716 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Расхождение между принятым и полученным значениями коэффициентов теплоотдачи составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|10000 - 14885|}{14885} \cdot 100\% = 32,8\%,$$

$$\Delta_2 = \frac{|1000 - 14716|}{14716} \cdot 100\% = 93,2\%.$$

Так как расхождение больше 5 %, то расчет повторяем с пункта 2 для новых значений α_1 и α_2 .

Следующие результаты расчетов в процессе итераций занесем в таблицу (табл. 5.1). Заметим, что в формуле для расчета α_1 изменяется только температура стенки T_{w1} , а в формулах для расчета α_2 – критерий Прандтля Pr_w .

Из табл. 1.11 [1] при средней температуре стенки $\bar{T}_w = (T_{w1} + T_{w2}) / 2 = (103 + 100,2) = 101,6^\circ\text{C}$ найдем коэффициент теплопроводности углеродистой стали 20 $\lambda_w = 51,1 \text{ Вт/(мК)}$.

Таблица 5.1

Результаты расчета параметров теплообмена

№ итерации	0	1	2	3
$\lambda_w, \text{Вт/(мК)}$	-	51,34	51,1	51,34
$T_{w1}, ^\circ\text{C}$	-	102,976	79,160	73,538
$T_{w2}, ^\circ\text{C}$	-	100,24	61,193	58,932
Pr_w	-	1,75	2,91	2,96
$\alpha_1, \text{Вт/(м}^2\text{К)}$	10000	14885	10283	9861
$\alpha_2, \text{Вт/(м}^2\text{К)}$	1000	14716	12960	12904
$\Delta_1, \%$	-	32,8	30,9	4,1
$\Delta_2, \%$	-	93,2	11,9	0,42

В результате выполнения итерационного процесса получаем $\alpha_1 = 9861 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $\alpha_2 = 12904 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Отношение наружного диаметра стенки трубы к внутреннему диаметру меньше двух ($d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} < 2$), поэтому коэффициент теплопередачи рассчитываем по формуле (1.28) для плоской стенки. При этом термическим сопротивлением загрязнений пренебрегаем $R_{\text{заг}} = 0$. Получаем

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{9861} + \frac{0,002}{51,4} + \frac{1}{12904}} = 4591,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3. Температуру воды на выходе из теплообменника T_2'' найдем по формуле (3.11)

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}}.$$

По табл. 1.74 [1] при средней температуре холодного теплоносителя $T_2 = 30^\circ\text{C}$ находим плотность воды $\rho_2 = 995,7 \text{ кг}/\text{м}^3$ и удельную массовую теплоемкость $c_{p2} = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

При течении воды в трубках площадь поперечного сечения рассчитаем по формуле (2.1)

$$f_2 = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot \frac{n}{Z} = \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot \frac{130}{1} = 0,02612 \text{ м}^2.$$

Расход холодного теплоносителя G_2 найдем по уравнению неразрывности (1.10):

$$G_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot f_2 = 995,7 \cdot 3 \cdot 0,02612 = 78,04 \text{ кг}/\text{с}.$$

Площадь поверхности теплообмена кожухотрубного теплообменного аппарата рассчитаем по формуле (2.4):

$$F_{\text{дейст}} = \pi \cdot d^* \cdot l \cdot n = 3,14 \cdot 0,5 \cdot (0,02 + 0,016) \cdot 1,8 \cdot 130 = 13,23 \text{ м}^2.$$

С учетом того, что α_1 и α_2 имеют значение одного порядка за расчетный диаметр принимаем средний диаметр трубы $d^* = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}})$.

Водяной эквивалент холодного теплоносителя равен:

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2} = 78,04 \cdot 4174 = 325728 \text{ Вт/К}.$$

Рассчитываем температуру воды на выходе из теплообменника T_2'' :

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}} = 110 - (110 - 30) \cdot e^{-\frac{4591 \cdot 13,23}{325728}} = 43,6^\circ \text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры составляет

$$\Delta = \frac{|30 - 43,61|}{43,61} \cdot 100\% = 31,2\%.$$

Так как расхождение больше 5 %, то расчет повторяем с пункта 2 с вновь рассчитанным значением температуры воды на выходе из теплообменника T_2'' .

Второе приближение $T_2'' = 43,6^\circ \text{C}$.

Средняя температура воды равна

$$T_2 = \frac{T_2' + T_2''}{2} = \frac{30 + 43,61}{2} = 36,8^\circ \text{C}.$$

Определяем коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k .

Примем $\alpha_1 = 9861 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$, $\alpha_2 = 12904 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$.

Из табл. 1.11 [1] при средней температуре стенки $\bar{T}_w = (T_{w1} + T_{w2}) / 2 = (73,5 + 58,9) / 2 = 66,2$ найдем коэф-

коэффициент теплопроводности углеродистой стали 20°C
 $\lambda_w = 51,4 \text{ Вт/}(\text{мК})$.

Находим температуры стенок T_{w1} и T_{w2}

$$\begin{aligned} T_{w1} &= T_1 - \frac{T_1 - T_2}{R_{t,1} + R_{t,2} + R_{t,3}} \cdot R_{t,1} = \\ &= 110 - \frac{110 - 30}{1/9861 + 0,002/51,4 + 1/12904} \cdot \frac{1}{9861} = 72,8^{\circ}\text{C}; \\ T_{w2} &= T_{w1} - (T_1 - T_{w1}) \frac{R_{t,2}}{R_{t,1}} = \\ &= 72,754 - (110 - 72,754) \frac{0,002 \cdot 9861}{51,4} = 58,5^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Рассчитываем коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей α_1 и α_2 .

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара находим α_1 по формуле (1.49)

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{пл}^2 \cdot \lambda_{пл}^3}{\mu_{пл} \cdot (T_n - T_{w1}) \cdot d_{нар}}} = \\ &= 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,81 \cdot 2230 \cdot 10^3 \cdot 951^2 \cdot 0,685^3}{259 \cdot 10^{-6} \cdot (110 - 72,8) \cdot 0,02}} = 9809 \text{ Вт/}(\text{м}^2\text{К}). \end{aligned}$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении текучей среды в прямых гладких трубах α_2 .

По табл. 1.74 [1] при определяющей температуре $T_0 = T_2 = 37^{\circ}\text{C}$ находим физические свойства воды: $\lambda = 0,630 \text{ Вт/}(\text{мК})$; $\nu = 0,703 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr = 4,64$, а по таблице 1.77 [1] при температуре стенки $T_{w2} = 58,46^{\circ}\text{C}$ – $Pr_w = 2,95$.

Рассчитываем критерий Рейнольдса и определяем режим течения.

$$Re = \frac{w_2 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,016}{0,703 \cdot 10^{-6}} = 68278 > 10^4 .$$

Поскольку критерий Рейнольдса больше 10000, то режим течения воды турбулентный.

По критериальной формуле (1.41) для турбулентного режима течения в трубах и каналах рассчитываем безразмерный коэффициент теплоотдачи:

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 68278^{0,8} \cdot 4,64^{0,43} \cdot \left(\frac{4,64}{2,95} \right)^{0,25} = 335. \end{aligned}$$

Находим коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{335 \cdot 0,63}{0,016} = 13202 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями коэффициентов теплоотдачи составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|9861 - 9809|}{9809} \cdot 100\% = 0,5\% ;$$

$$\Delta_2 = \frac{|12904 - 13202|}{13202} \cdot 100\% = 2,3\% .$$

Так как расхождение меньше 5 %, то расчет заканчиваем.

Рассчитываем коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9809} + \frac{0,002}{51,4} + \frac{1}{13202}} =$$

$$= 4617 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Температуру воды на выходе из теплообменника T_2'' рассчитаем по формуле (3.11)

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}}.$$

По табл. 1.74 [1] при средней температуре холодного теплоносителя $T_2 = 37^\circ\text{C}$ определяем плотность воды $\rho_2 = 993,25 \text{ кг}/\text{м}^3$ и удельную массовую теплоемкость $c_{p2} = 4,174 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Расход холодного теплоносителя G_2 найдем по уравнению неразрывности (1.12):

$$G_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot f_2 = 993,25 \cdot 3 \cdot 0,02612 = 77,8 \text{ кг}/\text{с}.$$

Водяной эквивалент холодного теплоносителя

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2} = 77,83 \cdot 4174 = 324867 \text{ Вт}/\text{К}.$$

Определяем температуру воды на выходе из теплообменника T_2'' :

$$T_2'' = T_1 - (T_1 - T_2') \cdot e^{-\frac{k \cdot F}{W_2}} = 110 - (110 - 30) \cdot e^{-\frac{4617 \cdot 13,23}{324867}} = 43,7^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры составляет:

$$\Delta = \frac{|43,6 - 43,7|}{43,7} \cdot 100\% = 0,2\%.$$

Расхождение между температурами меньше 5 %, поэтому итерационный расчет заканчиваем. Окончательно принимаем $T_2'' = 43,7^{\circ}\text{C}$.

5.2. Пример расчета секционного теплообменника типа «труба в трубе»

Задание. В секционном теплообменнике типа «труба в трубе» охлаждается воздух в количестве $G_1 = 0,6$ кг/с от $T_1' = 70^{\circ}\text{C}$ до $T_1'' = 30^{\circ}\text{C}$. Воздух движется в межтрубном пространстве между большой и малыми трубками под давлением $p_1 = 2,5$ бар. Вода подается во внутренние трубки в количестве $G_2 = 1,2$ кг/с с температурой $T_2' = 10^{\circ}\text{C}$. Схема движения теплоносителей – противоток. В каждой секции расположено $n = 3$ трубки диаметром $d_{\text{вн}} = 32$ мм, $d_{\text{нар}} = 38$ мм. Материал трубок – углеродистая сталь У8. Внутренний диаметр большой трубы $D = 120$ мм. Длина каждой секции $l \leq 1,8$ м. Определить площадь поверхности теплообмена, а также число параллельно n_1 и последовательно n_2 соединенных секций.

Тип расчета – тепловой конструктивный.

При выполнении теплового конструктивного расчета определяют поверхность теплообмена, необходимую для нагрева холодного теплоносителя или охлаждения горячего теплоносителя до заданной температуры.

Последовательность теплового конструктивного расчета описана в разделе 3.2 учебного пособия.

1. Из уравнения теплового баланса находим тепловую мощность аппарата Q и температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' (см. раздел 1.1).

Для однофазных теплоносителей уравнение теплового баланса примет вид:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1' - T_1'') = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_2'' - T_2').$$

Поскольку температуры горячего теплоносителя заданы по условию, то из левой части уравнения теплового баланса рассчитываем тепловую мощность теплообменника Q .

Для этого по табл. 1.65 [1] при средней температуре горячего теплоносителя $T_1 = (T_1' + T_1'') / 2 = 50^\circ\text{C}$ находим удельную теплоемкость воздуха $c_{p1} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

Тогда тепловая мощность аппарата равна:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1' - T_1'') = 0,6 \cdot 1005 \cdot (70 - 30) = 24120 \text{ Вт}.$$

Зная Q , из правой части уравнения теплового баланса находим температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменного аппарата:

$$T_2'' = T_2' + \frac{Q}{G_2 \cdot c_{p2}}.$$

Удельная теплоемкость c_{p2} зависит от искомой температуры T_2'' , поэтому расчет ведем методом последовательных приближений.

В первом приближении примем $T_2'' = T_2' = 10^\circ\text{C}$. По табл. 1.74 [1] при средней температуре холодного теплоносителя $T_2 = (T_2' + T_2'') / 2 = 10^\circ\text{C}$ находим $c_{p2} = 4,191 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

Рассчитываем температуру холодного теплоносителя на выходе во втором приближении:

$$T_2'' = T_2' + \frac{Q}{G_2 \cdot c_{p2}} = 10 + \frac{24120}{1,2 \cdot 4191} = 14,8^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры T_2'' составляет

$$\Delta = \frac{|10 - 14,8|}{14,8} \cdot 100\% = 32,4\%.$$

Погрешность итерационного процесса определения температуры T_2'' больше 5 %, поэтому расчет повторяем. При этом удельную теплоемкость воды находим по табл. 1.74 [1] для нового значения $T_2'' = 14,8$ °С. При средней температуре холодного теплоносителя $T_2 = (T_2' + T_2'')/2 = (10 + 14,8)/2 = 12,4$ °С находим $c_{p2} = 4,189$ кДж/(кг·К).

Рассчитываем температуру холодного теплоносителя на выходе в третьем приближении:

$$T_2'' = T_2' + \frac{Q}{G_2 \cdot c_{p2}} = 10 + \frac{24120}{1,2 \cdot 4189} = 14,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры T_2'' составляет

$$\Delta = \frac{|14,8 - 14,7|}{14,7} \cdot 100\% = 0,68\%.$$

Расхождение между температурами второго и третьего приближения меньше 5 %, поэтому расчет заканчиваем. Для дальнейших расчетов принимаем температуру холодного теплоносителя на выходе равной $T_2'' = 14,7$ °С.

2. Из уравнения неразрывности (1.12) определяем скорость движения горячего и холодного теплоносителей. При этом для секционного теплообменника типа «труба в трубе» предварительно необходимо найти количество параллельно n_1 соединенных секций. Алгоритм определения n_1 приведен в разделе 3.3 учебного пособия.

– Из уравнения неразрывности находим скорости движения теплоносителей без распараллеливания потоков теплоносителей, т.е. при $n_1 = 1$:

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{\rho_1 f_1}, \quad w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{\rho_2 f_2}.$$

Формулы для расчета площадей поперечного сечения для прохода теплоносителей f_1 и f_2 приведены в разделе 2.2 пособия.

В данном случае воздух движется в межтрубном пространстве, поэтому площадь поперечного сечения для прохода горячего теплоносителя равна

$$f_1^{n_1=1} = \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} \right) n_1 =$$

$$= \left(\frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} - 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} \right) \cdot 1 = 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Вода движется в трубках, поэтому площадь поперечного сечения для прохода холодного теплоносителя находим по формуле (2.5)

$$f_2^{n_1=1} = n \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_1 = 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} \cdot 1 = 2,41 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Воздух находится под давлением, поэтому его плотность определяем из уравнения Менделеева-Клапейрона

$$\rho_1 = \frac{p_1 \mu_{\text{в-ха}}}{R_\mu T_1} = \frac{2,5 \cdot 10^5 \cdot 28,96}{8314 \cdot (50 + 273)} = 2,696 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность воды находим при средней температуре $T_2 = 12,4^\circ \text{C}$ по табл. 1.74 [1] $\rho_2 = 999,34 \text{ кг/м}^3$.

Рассчитываем скорости движения теплоносителей при $n_1=1$:

$$w_1^{n_1=1} = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{0,6}{2,696 \cdot 7,9 \cdot 10^{-3}} = 28,2 \text{ м/с};$$

$$w_2^{n_1=1} = \frac{G_2}{\rho_2 f_2} = \frac{1,2}{999,34 \cdot 2,41 \cdot 10^{-3}} = 0,498 \text{ м/с}.$$

– Сравниваем значения скоростей $w_1^{n_1=1}$ и $w_2^{n_1=1}$ с рекомендуемым интервалом изменения скоростей:

для воздуха $5 \leq w_1^{n_1=1} \leq 25$;

для воды $0,5 \leq w_2^{n_1=1} \leq 3$.

Скорость холодного теплоносителя равна минимально допустимой $w_{\min}$, а скорость горячего теплоносителя превышает максимально допустимую $w_{\max}$, поэтому необходимо распараллеливание потока горячего теплоносителя.

– Выбираем число параллельных секций n_1 таким образом, чтобы скорость воздуха w_1 находилась в рекомендуемом интервале значений. Для этого примем скорость горячего теплоносителя (воздуха), например, $w_1^{\text{зад}} = 10$ м/с и определим число параллельных секций для движения горячего теплоносителя $n_1^{\text{гор}}$ по формуле:

$$n_1^{\text{гор}} = \frac{w_1^{n_1=1}}{w_1^{\text{зад}}} = \frac{28,2}{10} = 2,82 \approx 3 .$$

Уточняем f_1 и w_1 при $n_1^{\text{гор}}=3$:

$$\begin{aligned} f_1 &= \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{нар}}^2}{4} \right) n_1^{\text{гор}} = \\ &= \left(\frac{3,14 \cdot 0,12^2}{4} - 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} \right) \cdot 3 = 0,0237 \text{ м}^2; \\ w_1 &= \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{0,6}{2,696 \cdot 0,0237} = 9,39 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

3. Строим график изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева $T=f(F)$ и рассчитываем среднюю разность температур теплоносителей $\overline{\Delta T}$. График строим в масштабе. Правила построения графиков подробно описаны в разделе 1.3 учебного пособия.

Схема движения теплоносителей – противоток. Так как $\delta T_2 < \delta T_1$, и соответственно $W_2 > W_1$, то выпуклость кривых изменения температуры теплоносителей направлена в сторону холодного теплоносителя – вниз.

Из графика $T=f(F)$ определяем максимальную и минимальную разности температур теплоносителей:

$$\Delta T_{\max} = T_1' - T_2'' = 70 - 14,7 = 55,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta T_{\min} = T_1'' - T_2' = 30 - 10 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

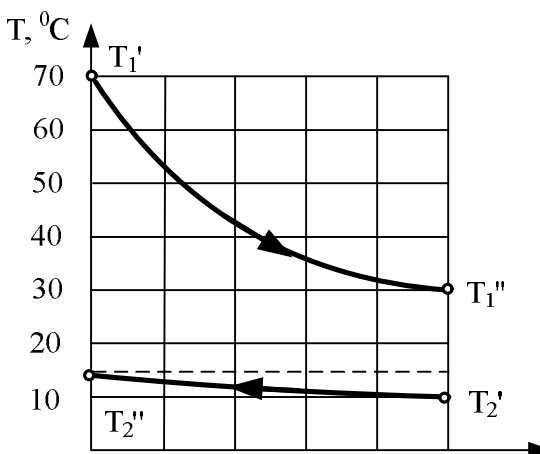


Рис. 5.1. Изменение температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева

Отношение $\Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} = 55,3 / 20 = 2,8 > 2$, поэтому среднюю разность температур рассчитываем по формуле (1.21):

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{55,3 - 20}{\ln \frac{55,3}{20}} = 34,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

4. Рассчитываем коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k (см. разделы 1.4 и 1.5 учебного пособия).

Основная сложность определения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 заключается в том, что в критериальные формулы входят величины, зависящие от температур наружной и внутренней стенок T_{w1} и T_{w2} , поэтому расчёт ведут методом последовательных приближений по одному из алгоритмов, описанных в разделе 1.5. Выполним расчет по первому алгоритму.

– Задаем неизвестные температуры стенок T_{w1} и T_{w2} в первом приближении:

$$T_{w1} = T_1 - \overline{\Delta T} / 2 = 50 - 34,71 / 2 = 32,65 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_{w2} = T_{w1} - 1 \text{ } ^\circ\text{C} = 32,65 - 1 = 31,65 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

– По табл. 1.11 [1] при средней температуре стенки $(T_{w1} + T_{w2})/2 = (32,6 + 31,6)/2 = 32,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ находим коэффициент теплопроводности углеродистой стали марки У8 $\lambda_w = 49,54 \text{ Вт/(мК)}$.

– По критериальным уравнениям определяем коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей α_1 и α_2 .

Находим коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении воздуха в межтрубном пространстве α_1 .

При движении теплоносителя в каналах сложной формы в качестве определяющего размера принимают эквивалентный диаметр $R_0 = d_{\text{экв}}$, который для межтрубного пространства теплообменника «труба в трубе» с числом трубок n рассчитывается по формуле (1.44)

$$d_{\text{экв}} = \frac{D^2 - d_{\text{нар}}^2 \cdot n}{D + d_{\text{нар}} \cdot n} = \frac{0,12^2 - 0,038^2 \cdot 3}{0,12 + 0,038 \cdot 3} = 0,043 \text{ м}.$$

По табл. 1.65 [1] при определяющей температуре $T_0 = T_1 = 50^\circ\text{C}$ находим физические свойства воздуха: $\lambda_1 = 0,0283 \text{ Вт/(мК)}$; $Pr_1 = 0,698$; $\mu_1 = 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$. При температуре стенки $T_{w1} = 32,6^\circ\text{C}$ находим $Pr_{w1} = 0,701$.

Кинематический коэффициент вязкости для воздуха рассчитываем по формуле

$$\nu = \mu_{\text{ат}} / \rho = 19,6 \cdot 10^{-6} / 2,696 = 7,27 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Рассчитываем критерий Рейнольдса и определяем режим течения:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{эКВ}}}{\nu_1} = \frac{9,39 \cdot 0,043}{7,27 \cdot 10^{-6}} = 55539 > 10^4.$$

Число Рейнольдса больше 10000, поэтому режим течения воздуха турбулентный.

По критериальной формуле (1.41) для турбулентного режима течения получим:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_1 &= 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 55539^{0,8} \cdot 0,698^{0,43} \cdot \left(\frac{0,698}{0,701} \right)^{0,25} = 112,3. \end{aligned}$$

Далее рассчитываем коэффициент теплоотдачи α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{112,3 \cdot 0,0283}{0,043} = 73,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Находим коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении текучей среды в прямых гладких трубах α_2 .

По табл. 1.74 [1] при определяющей температуре $T_0 = T_2 = 12,4^\circ\text{C}$ находим физические свойства воды:

$\lambda_2 = 0,58 \text{ Вт/(мК)}$; $\nu_2 = 1,234 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_2 = 8,92$, а при температуре стенки $T_{w2} = 31,6 \text{ }^\circ\text{C}$ – $\text{Pr}_{w2} = 5,18$.

Определяющий размер – внутренний диаметр трубок $R_0 = d_{\text{вн}}$.

Рассчитываем критерий Рейнольдса и определяем режим течения:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_2} = \frac{0,498 \cdot 0,032}{1,234 \cdot 10^{-6}} = 12914 > 10^4.$$

Число Рейнольдса больше 10000, поэтому режим течения воздуха турбулентный.

По критериальной формуле (1.41) для турбулентного режима течения получим:

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}}_2 &= 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{w2}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 12914^{0,8} \cdot 8,92^{0,43} \cdot \left(\frac{8,92}{5,18} \right)^{0,25} = 119,9. \end{aligned}$$

Находим коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{\text{Nu}}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{119,9 \cdot 0,58}{0,032} = 2172,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

– Определяем коэффициент теплопередачи k .

Отношение наружного диаметра стенки трубы к внутреннему диаметру меньше двух ($d_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} < 2$), поэтому коэффициент теплопередачи рассчитываем по формуле (1.28) для плоской стенки. При этом термическим сопротивлением загрязнений пренебрегаем ($R_{\text{заг}}=0$).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{73,9} + \frac{0,003}{49,54} + \frac{1}{2172,8}} = 71,2 \text{ Вт / (м}^2\text{К)}.$$

– Уточняем температуры стенок T_{w1} и T_{w2} . Для этого рассчитаем плотность теплового потока через стенку между средними температурами T_1 и T_2 теплоносителей

$$q = k(T_1 - T_2) = 71,2 \cdot (50 - 12,4) = 2675,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Температуры стенок найдем по формулам (1.35) и (1.36).

$$T_{w1} = T_1 - q / \alpha_1 = 50 - 2675,7 / 73,9 = 13,8 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$T_{w2} = T_2 + q / \alpha_2 = 12,4 + 2675,7 / 2172,8 = 13,6 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|13,8 - 32,65|}{32,65} \cdot 100\% = 57,7\%,$$

$$\Delta_2 = \frac{|13,6 - 31,65|}{31,65} \cdot 100\% = 57,0\%.$$

Так как расхождение больше 5 %, то расчет проводим аналогично пункту 4 для новых значений $T_{w1} = 13,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $T_{w2} = 13,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Заметим, что в формулах для расчета α_1 и α_2 изменятся только значение критериев Прандтля Pr_{w1} и Pr_{w2} .

Из табл. 1.11 [1] найдем коэффициент теплопроводности углеродистой стали У8 $\lambda_w = 49,69 \text{ Вт/(мК)}$ при средней температуре стенки

$$\bar{T}_w = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = \frac{13,8 + 13,6}{2} = 13,7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Рассчитываем α_1 и α_2 .

По табл. 1.65 [1] при температуре стенки $T_{w1} = 13,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ находим $Pr_{w1} = 0,704$.

По табл. 1.74 [1] при температуре стенки $T_{w2} = 13,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ находим $Pr_{w2} = 8,62$.

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи α_1 :

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_1 &= 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 55539^{0,8} \cdot 0,698^{0,43} \cdot \left(\frac{0,698}{0,704} \right)^{0,25} = 112,2. \end{aligned}$$

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{112,2 \cdot 0,0283}{0,043} = 73,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_2 &= 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 12914^{0,8} \cdot 8,92^{0,43} \cdot \left(\frac{8,92}{8,62} \right)^{0,25} = 105,6. \end{aligned}$$

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{ВН}}} = \frac{105,6 \cdot 0,58}{0,032} = 1913,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Рассчитываем коэффициент теплопередачи k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{73,8} + \frac{0,003}{49,69} + \frac{1}{1913,1}} = 70,8 \text{ Вт / (м}^2\text{К)}.$$

Уточняем температуры стенок T_{w1} и T_{w2} .

$$q = k(T_1 - T_2) = 70,8 \cdot (50 - 12,4) = 2660,6 \text{ Вт/м}^2.$$

$$T_{w1} = T_1 - q / \alpha_1 = 50 - 2660,6 / 73,8 = 13,9^\circ\text{C};$$

$$T_{w2} = T_2 + q / \alpha_2 = 12,4 + 2660,6 / 1913,1 = 13,8^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|13,8 - 13,9|}{13,8} \cdot 100\% = 0,72\%;$$

$$\Delta_2 = \frac{|13,6 - 13,8|}{13,6} \cdot 100\% = 1,5\%.$$

Так как расхождение между рассчитанным вновь и предыдущим значениями температур стенок меньше 5 %, то расчет заканчиваем. Для дальнейших расчетов принимаем коэффициент теплопередачи равным $k = 70,8 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$.

5. Находим площадь поверхности теплообмена F из уравнения теплопередачи (1.19):

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{24120}{70,8 \cdot 34,7} = 9,82 \text{ м}^2.$$

6. Определяем количество последовательно соединенных секций n_2 по формуле (3.22). При условии $\alpha_1 \ll \alpha_2$ в качестве расчетного принимаем внутренний диаметр $d^* = d_{вн}$.

По условию задачи $l \leq 1,8 \text{ м}$, длину каждой секции принимаем равной $l = 1,5 \text{ м}$.

$$n_2 = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot l \cdot n_1} = \frac{9,82}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 1,5 \cdot 3} = 21,7 \approx 22.$$

Уточняем длину трубок по формуле (3.23)

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d^* \cdot n_1 \cdot n_2} = \frac{9,82}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 3 \cdot 22} = 1,48 \text{ м.}$$

5.3. Пример расчета пластинчатого теплообменного аппарата

Задание. Определить температуры горячей и холодной воды на выходе из пластинчатого теплообменного аппарата T_1'' и T_2'' , если расход горячей воды $G_1 = 10$ кг/с, а холодной воды $G_2 = 15$ кг/с. Теплообменник собран из гладких пластин размерами $b = 0,4$ м, $l = 0,8$ м. Расстояние между пластинами $s = 20$ мм. Толщина пластин $\delta = 3$ мм. Материал пластин – углеродистая сталь 20. Количество каналов для прохода горячего теплоносителя $n_1 = 20$, а холодного – $n_2 = 19$. Температура горячей воды на входе в теплообменник $T_1' = 90$ °С, холодной воды – $T_2' = 10$ °С. Схема движения теплоносителей – противоток.

Тип расчета – тепловой поверочный.

Поверочный расчет выполняется для конкретного теплообменника, конструктивные размеры которого заданы. Расчет ведется методом последовательных приближений по одному из алгоритмов, описанных в разделе 3.1 настоящего учебного пособия. Для расчета воспользуемся алгоритмом, основанным на понятии эффективности теплообменного аппарата.

Первое приближение $T_1'' = 90$ °С, $T_2'' = 10$ °С

1. В первом приближении принимаем температуры горячего и холодного теплоносителей на выходе из теплооб-

менника $T_1'' = T_1' = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $T_2'' = T_2' = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тогда средняя температура воды составит $T_1 = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_2 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. Определим коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k .

Основная сложность определения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 заключается в том, что в критериальные формулы входят величины, зависящие от температур наружной и внутренней стенок T_{w1} и T_{w2} , поэтому расчёт ведут методом последовательных приближений по одному из алгоритмов, описанных в разделе 1.5. Выполним расчет по первому алгоритму.

– Задаем неизвестные температуры стенок T_{w1} и T_{w2} в первом приближении.

Средняя разность температур теплоносителей составит:

$$\overline{\Delta T} = T_1 - T_2 = 90 - 10 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$T_{w1} = T_1 - \overline{\Delta T} / 2 = 90 - 80 / 2 = 50\text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$T_{w2} = T_{w1} - 1\text{ }^{\circ}\text{C} = 50 - 1 = 49\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

– По табл. 1.11[1] при средней температуре стенки $(T_{w1} + T_{w2})/2 = (50+49)/2 = 49,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ находим коэффициент теплопроводности углеродистой стали марки 20 $\lambda_w = 51,5\text{ Вт/(мК)}$.

– По критериальным уравнениям определяем коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей α_1 и α_2 .

Находим коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении горячей воды в щелевом канале α_1 .

При движении теплоносителя в каналах сложной формы в качестве определяющего размера принимают эквивалентный диаметр $R_0 = d_{\text{экв}}$, который для щелевого канала пластинчатого теплообменника рассчитывается по формуле (1.42)

$$d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot s \cdot b}{s + b} = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 0,4}{0,02 + 0,4} = 0,038 \text{ м.}$$

По табл. 1.74 [1] при определяющей температуре $T_0 = T_1 = 90^\circ\text{C}$ находим физические свойства воды: $\rho_1 = 965,3 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_1 = 0,68 \text{ Вт/(мК)}$; $\text{Pr}_1 = 1,95$; $\nu_1 = 0,326 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а при температуре стенки $T_{w1} = 50^\circ\text{C}$ – $\text{Pr}_{w1} = 3,54$.

Из уравнения неразрывности (1.12) находим среднюю скорость течения горячего теплоносителя:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot n_1 \cdot s \cdot b} = \frac{10}{965,3 \cdot 20 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,065 \text{ м/с,}$$

где площадь поперечного сечения канала для прохода горячего теплоносителя f_1 рассчитываем по формуле (2.9).

Рассчитываем критерий Рейнольдса и определяем режим течения.

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{экв}}}{\nu_1} = \frac{0,065 \cdot 0,038}{0,326 \cdot 10^{-6}} = 7577.$$

Так как критерий Рейнольдса лежит в интервале $2300 < \text{Re}_1 < 10^4$ – режим течения переходный.

По табл. 1.1 при $\text{Re}_1 = 7577$ найдем $K_0 = 25,73$.

По критериальной формуле (1.48) для переходного режима течения получим

$$\begin{aligned} \overline{\text{Nu}}_1 &= K_0 \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{w1}} \right)^{0,25} = 25,73 \cdot 1,95^{0,43} \cdot \left(\frac{1,95}{3,54} \right)^{0,25} = \\ &= 29,54. \end{aligned}$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\overline{\text{Nu}}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{экв}}} = \frac{29,54 \cdot 0,68}{0,038} = 528,6 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Находим коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении холодной воды в щелевом канале α_2 .

Эквивалентный диаметр будет равен эквивалентному диаметру для горячего теплоносителя $d_{\text{экв}} = 0,038$ м.

По табл. 1.74 [1] при определяющей температуре $T_0 = T_2 = 10$ °С находим физические свойства воды: $\rho_2 = 999,7$ кг/м³; $\lambda_2 = 0,574$ Вт/(мК); $Pr_2 = 9,52$; $\nu_2 = 1,306 \cdot 10^{-6}$ м²/с, а при температуре стенки $T_{w2} = 49$ °С – $Pr_{w2} = 3,62$.

Из уравнения неразрывности (1.12) находим среднюю скорость течения холодного теплоносителя:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot n_2 \cdot s \cdot b} = \frac{15}{999,7 \cdot 19 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,099 \text{ м/с},$$

где площадь поперечного сечения канала для прохода холодного теплоносителя f_2 рассчитываем по формуле (2.10).

Рассчитываем критерий Рейнольдса и определяем режим течения.

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{\text{экв}}}{\nu_2} = \frac{0,099 \cdot 0,038}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 2880.$$

Так как критерий Рейнольдса лежит в интервале $2300 < Re_2 < 10^4$ – режим течения переходный.

По табл. 1.1 при $Re_2 = 2880$ найдем $K_0 = 6,88$.

По критериальной формуле (1.48) для переходного режима течения получим

$$\overline{Nu}_2 = K_0 \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = 6,88 \cdot 9,52^{0,43} \cdot \left(\frac{9,52}{3,62} \right)^{0,25} = 23,08.$$

Находим коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{экв}}} = \frac{23,08 \cdot 0,574}{0,038} = 348,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

– Рассчитываем коэффициент теплопередачи k .

Коэффициент теплопередачи рассчитываем по формуле (1.25) для плоской стенки. При этом термическим сопротивлением загрязнений пренебрегаем, т.е. $R_{\text{заг}}=0$.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{заг}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{528,6} + \frac{0,003}{51,5} + \frac{1}{348,6}} = 207,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

– Уточняем температуры стенок T_{w1} и T_{w2} . Для этого рассчитываем плотность теплового потока через стенку между средними температурами T_1 и T_2 теплоносителей:

$$q = k \cdot (T_1 - T_2) = 207,5 \cdot (90 - 10) = 16600 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Температуры стенок найдем по формулам (1.35) и (1.36).

$$T_{w1} = T_1 - q / \alpha_1 = 90 - 16600 / 528,6 = 58,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_{w2} = T_2 + q / \alpha_2 = 10 + 16600 / 348,6 = 57,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|50 - 58,6|}{58,6} \cdot 100\% = 14,7\%;$$

$$\Delta_2 = \frac{|49 - 57,6|}{57,6} \cdot 100\% = 14,9\%.$$

Так как расхождение больше 5 %, то расчет повторяем с пункта 2 для новых значений T_{w1} и T_{w2} . Заметим, что в формулах для расчета α_1 и α_2 изменится только Pr_{w1} и Pr_{w2} .

Коэффициент теплопроводности углеродистой стали 20 найдем из табл. 1.11 [1] при средней температуре стенки $\bar{T}_w = (T_{w1} + T_{w2})/2 = (58,6 + 57,6)/2 = 58,1^\circ\text{C}$ $\lambda_w = 51,6 \text{ Вт/(мК)}$.

Определяем α_1 и α_2 .

По табл. 1.74 [1] при температуре стенки $T_{w1} = 58,6^\circ\text{C}$ находим $Pr_{w1} = 3,02$ и при температуре стенки $T_{w2} = 57,6^\circ\text{C}$ находим $Pr_{w2} = 3,08$.

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи α_1 .

$$\overline{Nu}_1 = K_0 \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = 25,73 \cdot 1,95^{0,43} \cdot \left(\frac{1,95}{3,02} \right)^{0,25} = 30,74.$$

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{30,74 \cdot 0,68}{0,038} = 550,1 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи α_2 .

$$\overline{Nu}_2 = K_0 \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = 6,88 \cdot 9,52^{0,43} \cdot \left(\frac{9,52}{3,08} \right)^{0,25} = 24,04.$$

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{24,04 \cdot 0,574}{0,038} = 363,1 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи k .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{550,1} + \frac{0,003}{51,6} + \frac{1}{363,1}} = 216 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Уточняем температуры стенок T_{w1} и T_{w2} .

$$q = k \cdot (T_1 - T_2) = 216 \cdot (90 - 10) = 17280 \text{ Вт/м}^2.$$

$$T_{w1} = T_1 - q / \alpha_1 = 90 - 17280 / 550,1 = 58,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$T_{w2} = T_2 + q / \alpha_2 = 10 + 17280 / 363,1 = 57,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|58,6 - 58,6|}{58,6} \cdot 100\% = 0\%;$$

$$\Delta_2 = \frac{|57,6 - 57,6|}{57,6} \cdot 100\% = 0\%.$$

Так как расхождение меньше 5 %, то расчет заканчиваем. Окончательно принимаем $k = 216 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

3. Определим температуры горячей и холодной воды на выходе из теплообменника T_1 и T_2 .

По табл. 1.74 [1] при средней температуре теплоносителей $T_1 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ и $T_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ определяем удельную массовую теплоемкость $c_{p1} = 4,208 \text{ кДж/(кгК)}$ $c_{p2} = 4,191 \text{ кДж/(кгК)}$.

Водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей найдем по формулам:

$$W_1 = G_1 \cdot c_{p1} = 10 \cdot 4208 = 42080 \text{ Вт/м}^2;$$

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2} = 15 \cdot 4191 = 62865 \text{ Вт/м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена пластинчатого теплообменного аппарата рассчитаем по формуле (2.11)

$$F = (2 \cdot n_1 - 2) \cdot b \cdot l = (2 \cdot 20 - 2) \cdot 0,4 \cdot 0,8 = 12,2 \text{ м}^2.$$

Безразмерный коэффициент теплопередачи (NTU) равен

$$N = \frac{k \cdot F}{W_{\min}} = \frac{216 \cdot 12,2}{42080} = 0,0626.$$

Эффективность теплообменного аппарата для противотока найдем по формуле (3.5)

$$\begin{aligned}
 E_{\text{противоток}} &= \frac{1 - e^{-N \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}} = \\
 &= \frac{1 - e^{-0,0626 \cdot \left(1 - \frac{42080}{62865}\right)}}{1 - \frac{42080}{62865} \cdot e^{-0,0626 \cdot \left(1 - \frac{42080}{62865}\right)}} = 0,0598.
 \end{aligned}$$

Так как $W_1 = W_{\min}$, то температуры T_1'' и T_2'' рассчитываем по формулам (3.6) и (3.7):

$$T_1'' = T_1' - E \cdot (T_1' - T_2') = 90 - 0,0598 \cdot (90 - 10) = 85,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_2'' = T_2' + \frac{W_1}{W_2} E \cdot (T_1' - T_2') = 10 + \frac{41910}{63120} \cdot 0,0598 \cdot (90 - 10) = 13,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температур составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|90 - 85,22|}{85,22} \cdot 100\% = 5,2\%;$$

$$\Delta_2 = \frac{|10 - 13,18|}{13,18} \cdot 100\% = 24,3\%.$$

Так как расхождение больше 5 %, то расчет повторяем с пункта 2 для новых значений T_1'' и T_2'' .

Второе приближение $T_1'' = 85,2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_2'' = 13,2 \text{ } ^\circ\text{C}$

Средние температуры горячей и холодной воды равны

$$T_1 = \frac{T_1' + T_1''}{2} = \frac{90 + 85,2}{2} = 87,6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_2 = \frac{T_2' + T_2''}{2} = \frac{10 + 13,2}{2} = 11,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Определим коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 и коэффициент теплопередачи k .

– Примем $T_{w1} = 58,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ и $T_{w2} = 57,6 \text{ } ^\circ\text{C}$.

– Коэффициент теплопроводности углеродистой стали 20 найдем из табл. 1.11 [1] при средней температуре стенки $\bar{T}_w = (T_{w1} + T_{w2})/2 = (58,6 + 57,6)/2 = 58,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ $\lambda_w = 51,6 \text{ Вт/(мК)}$.

– По критериальным уравнениям находим коэффициенты теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей α_1 и α_2 .

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении горячей воды в щелевом канале α_1 .

По табл. 1.74 [1] при определяющей температуре $T_0 = T_1 = 87,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ находим физические свойства воды: $\rho_1 = 966,86 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_1 = 0,6786 \text{ Вт/(мК)}$; $Pr_1 = 2,01$; $\nu_1 = 0,335 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а при температуре стенки $T_{w1} = 58,6 \text{ } ^\circ\text{C}$ – $Pr_{w1} = 3,02$.

Из уравнения неразрывности (1.12) находим среднюю скорость течения горячего теплоносителя:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_1} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot n_1 \cdot s \cdot b} = \frac{10}{966,86 \cdot 20 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,0646 \text{ м/с}.$$

Рассчитываем критерий Рейнольдса и определяем режим течения:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{экв}}}{\nu_1} = \frac{0,0646 \cdot 0,038}{0,335 \cdot 10^{-6}} = 7328.$$

Так как критерий Рейнольдса лежит в интервале $2300 < Re_1 < 10^4$ – режим течения переходный.

По табл. 1.1 при $Re_1 = 7328$ найдем $K_0 = 25,0$.

По критериальной формуле (1.48) для переходного режима течения получим:

$$\overline{Nu}_1 = K_0 \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{w1}} \right)^{0,25} = 25,0 \cdot 2,01^{0,43} \cdot \left(\frac{2,01}{3,02} \right)^{0,25} = 30,49.$$

Находим коэффициент теплоотдачи α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{эКВ}}} = \frac{30,49 \cdot 0,6786}{0,038} = 544,5 \text{ Вт/(м}^2\text{K)}.$$

Расчитываем коэффициент теплоотдачи при вынужденном движении холодной воды в щелевом канале α_2 .

По табл. 1.74 [1] при определяющей температуре $T_0 = T_2 = 11,6$ °С находим физические свойства воды: $\rho_2 = 999,46$ кг/м³; $\lambda_2 = 0,578$ Вт/(мК); $Pr_2 = 9,12$; $\nu_2 = 1,258 \cdot 10^{-6}$ м²/с, а при температуре стенки $T_{w2} = 57,6$ °С – $Pr_{w2} = 3,08$.

Из уравнения неразрывности (1.12) находим среднюю скорость течения холодного теплоносителя:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot n_2 \cdot s \cdot b} = \frac{15}{999,46 \cdot 19 \cdot 0,02 \cdot 0,4} = 0,0987 \text{ м/с}.$$

Расчитываем критерий Рейнольдса и определяем режим течения:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{\text{эКВ}}}{\nu_2} = \frac{0,0987 \cdot 0,038}{1,258 \cdot 10^{-6}} = 2982.$$

Так как критерий Рейнольдса лежит в интервале $2300 < Re_2 < 10^4$ – режим течения переходный.

По табл. 1.1 при $Re_2 = 2982$ найдем $K_0 = 7,41$.

По критериальной формуле (1.48) для переходного режима течения получим:

$$\overline{Nu}_2 = K_0 \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{w2}} \right)^{0,25} = 7,41 \cdot 9,12^{0,43} \cdot \left(\frac{9,12}{3,08} \right)^{0,25} = 25,15.$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{экв}}} = \frac{25,15 \cdot 0,578}{0,038} = 382,5 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

– Рассчитываем коэффициент теплопередачи k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{544,5} + \frac{0,003}{51,6} + \frac{1}{382,5}} = 221,8 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

– Уточняем температуры стенок T_{w1} и T_{w2} .

$$q = k \cdot (T_1 - T_2) = 221,8 \cdot (87,61 - 11,6) = 16857 \text{ Вт/м}^2.$$

$$T_{w1} = T_1 - q / \alpha_1 = 87,61 - 16857 / 544,5 = 56,7 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_{w2} = T_2 + q / \alpha_2 = 11,6 + 16857 / 382,5 = 55,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температуры составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|58,6 - 56,7|}{56,7} \cdot 100\% = 3,4\%;$$

$$\Delta_2 = \frac{|57,6 - 55,7|}{55,7} \cdot 100\% = 3,4\%.$$

Так как расхождение меньше 5 %, то расчет заканчиваем. Окончательно принимаем $k = 221,8 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$

3. Определим температуры горячей и холодной воды на выходе из теплообменника T_1'' и T_2'' .

По табл. 1.74 [1] при средней температуре теплоносителей $T_1 = 87,6^\circ\text{C}$ и $T_2 = 11,6^\circ\text{C}$ находим удельные массовые теплоемкости $c_{p1} = 4,205 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ и $c_{p2} = 4,190 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей равны:

$$W_1 = G_1 \cdot c_{p1} = 10 \cdot 4205 = 42050 \text{ Вт/м}^2;$$

$$W_2 = G_2 \cdot c_{p2} = 15 \cdot 4190 = 62850 \text{ Вт/м}^2.$$

Безразмерный коэффициент теплопередачи (NTU) равен

$$N = \frac{k \cdot F}{W_{\min}} = \frac{221,8 \cdot 12,2}{42050} = 0,0644.$$

Для противотока эффективность теплообменного аппарата найдем по формуле (3.5)

$$\begin{aligned} E_{\text{противоток}} &= \frac{1 - e^{-N \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}} = \\ &= \frac{1 - e^{-0,0644 \cdot \left(1 - \frac{42050}{62850}\right)}}{1 - \frac{42050}{62850} \cdot e^{-0,0644 \cdot \left(1 - \frac{42050}{62850}\right)}} = 0,0611. \end{aligned}$$

Так как $W_1 = W_{\min}$, то температуры T_1'' и T_2'' рассчитываем по формулам (3.6) и (3.7):

$$T_1'' = T_1' - E \cdot (T_1' - T_2') = 90 - 0,0611 \cdot (90 - 10) = 85,1^\circ\text{C};$$

$$T_2'' = T_2' + \frac{W_1}{W_2} E \cdot (T_1' - T_2') =$$

$$= 10 + \frac{42050}{62850} \cdot 0,0611 \cdot (90 - 10) = 13,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятым и полученным значениями температур составляет:

$$\Delta_1 = \frac{|85,2 - 85,1|}{85,1} \cdot 100\% = 0,12\%,$$

$$\Delta_2 = \frac{|13,2 - 13,3|}{13,3} \cdot 100\% = 0,75\%.$$

Так как расхождение меньше 5 %, то расчет заканчиваем с результатом $T_1'' = 85,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ и $T_2'' = 13,3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухмиров, В.В. Справочные материалы для решения задач по курсу «Тепломассообмен»: учеб. пособие / В.В. Бухмиров, Д.В. Ракутина, Ю.С. Солнышкова; ГОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново: ИГЭУ, 2009. – 102 с.
2. Исаченко, В.П. Теплопередача: учебник для вузов / В.П. Исаченко В.А., Осипов, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
3. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче: учеб. пособие для вузов / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
4. Задачник по тепломассообмену: учеб. пособие / Ф.Ф. Цветков, Р.В. Керимов, В.И. Величко; под ред. Ф.Ф. Цветкова. – М.: Издательство МЭИ, 1997. – 136 с.
5. Галин, Н.М. Тепломассообмен (в ядерной энергетике): учеб. пособие / Н.М. Галин, Л.П. Кириллов. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 376 с.
6. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник – под. ред. В.А. Грагорьева, В.М. Климова. – М.: МЭИ, 2007. – 632 с.
7. Михеев, М.А. Основы теплопередачи: учеб. пособие для вузов / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 342 с.
8. Бухмиров, В.В. Зональные методы расчета радиационного и сложного теплообмена: учебное пособие / В.В. Бухмиров, Ю.С. Солнышкова. – Иваново: ИГЭУ, 2012. – 96 с.
9. Бухмиров, В.В. Теоретические основы теплотехники. Основы тепломассообмена: базовый курс лекций / В.В. Бухмиров. – Иваново: ИГЭУ, 2011. – 68 с.

10. Шипилов, В.М. Пример расчета теплообменника: методические указания / В.М. Шипилов, В.В. Бухмиров. – Иваново: ИЭИ, 1988. – 32 с.
11. Лебедев, П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки: учебник для студентов технических вузов / П.Д. Лебедев. – М.: Энергия, 1972. – 320 с.
12. Лебедев, П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: учебное пособие для энергетических вузов / П.Д. Щукин, А.А. Щукин. – М.: Энергия, 1970. – 408 с.
13. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с.
14. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 2. – 352 с.
15. Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках: учеб. пособие / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
16. Методы оптимизации параметров теплообменных аппаратов АЭС. – Минск: Наука и техника, 1981. – 144 с.
17. Калафати, Д.Д. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена: учеб. пособие / Д.Д. Калафати, В.В. Попалов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.
18. Кулинченко, В.Р. Справочник по теплообменным расчетам: учеб. пособие / В.Р. Кулинченко. – Киев: Техника, 1990. – 165 с.
19. Бажан, П.И. Справочник по теплообменным аппаратам: учебное пособие / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с.
20. Виноградов, С.Н. Выбор и расчет теплообменников: учебное пособие / С.Н. Виноградов, К.В. Таранцев, О.С. Виноградов. – Пенза: ПГУ, 2001. – 100 с.

21. Краткий справочник по теплообменным аппаратам / под. ред. Лебедева П.Д. – М., 1962. – 256 с.
22. Карабанов, Ю.Ф. Расчет теплообменника: учебное пособие / Ю.Ф. Карабанов. – Иваново: ИЭИ, 1979. – 28 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ЗАДАНИЕ 1

Выполнить тепловой расчет вертикального кожухотрубного подогревателя, в котором паром, подаваемым в межтрубное пространство, нагревается вода от температуры $T_2' = \dots$ °С. Пар имеет давление $p_n = \dots$ бар и степень сухости $x = \dots$. Конденсат удаляется при температуре насыщения. Конструктивные параметры теплообменника: число ходов по воде $Z = \dots$, число трубок в каждом ходе $n_1 = \dots$, внутренний диаметр трубок $d_{вн} = \dots$ мм, наружный $d_{нар} = \dots$ мм, длина труб $l = \dots$ м. Трубки выполнены из нержавеющей стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Скорость воды принять по указанию преподавателя из интервала $w_2 = 1 \div 3$ м/с. Определить внутренний диаметр корпуса D , расходы греющего пара G_1 и холодного теплоносителя G_2 и температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' .

№ п/п	p_n , бар	x	T_2' , °С	Z	n_1	$d_{вн}$, мм	$d_{нар}$, мм	l , м
1	1	0,9	40	1	130	19	25	5
2	0,5	0,91	20	2	60	26	32	4,5
3	0,6	0,92	30	4	40	32	38	4
4	0,7	0,93	20	6	40	26	32	4,1
5	0,9	0,94	26	1	173	13	17	4,2
6	1,2	0,95	52	2	70	16	22	4,3
7	1,1	0,96	36	4	50	20	25	4,4
8	1,2	0,9	40	6	30	26	32	4,5
9	1,3	0,92	35	1	223	32	38	4,6
10	1,6	0,85	20	2	80	16	22	4,7
11	1,8	0,94	38	4	46	19	25	4,8
12	2	1	32	6	46	31	38	5

ЗАДАНИЕ 2

Выполнить тепловой расчет горизонтального кожухотрубного конденсатора, предназначенного для конденсации сухого насыщенного водяного пара давлением $p_n = \dots$ бар, подаваемого в межтрубное пространство аппарата. В качестве холодного теплоносителя используют воду с начальной температурой $T_2' = \dots$ °С. Конденсат удаляют при температуре насыщения. Конструктивные параметры теплообменника: число ходов по воде $Z = \dots$, число трубок в каждом ходе $n = \dots$, внутренний диаметр трубок $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина труб $l = \dots$ м. Трубки выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Скорость воды принять из интервала $w_2 = 0,5 \div 3$ м/с (по указанию преподавателя). Определить внутренний диаметр корпуса D , расходы греющего пара G_1 и холодного теплоносителя G_2 , температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' .

№ п/п	p_n , бар	T_2' , °С	Z	n	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	0,2	10	1	93	16	22	2
2	0,4	20	2	160	19	25	2,2
3	0,3	12	4	200	26	32	2,4
4	0,5	22	4	160	32	38	2,6
5	0,6	14	1	130	16	22	2,8
6	0,6	24	2	80	19	25	3
7	0,5	16	4	240	26	32	3,2
8	0,7	18	2	80	32	38	3,4
9	0,4	20	1	173	16	22	3,6
10	0,8	25	2	120	19	25	3,8
11	1	30	4	200	26	32	4
12	1	26	4	160	32	38	3

ЗАДАНИЕ 3

Выполнить тепловой расчет горизонтального кожухотрубного конденсатора, предназначенного для конденсации сухого насыщенного аммиачного пара давлением $p_n = \dots$ бар, подаваемого в межтрубное пространство аппарата. Конденсат удаляют при температуре насыщения. В качестве холодного теплоносителя используют воду с начальной температурой $T_2' = \dots$ °С. Конструктивные параметры теплообменника: число ходов по воде $Z = \dots$, число трубок $n = \dots$, внутренний диаметр трубок $d_{вн} = \dots$ мм, наружный $d_{нар} = \dots$ мм, длина труб $l = \dots$ м. Трубки выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Скорость воды принять из интервала $w_2 = 1 \div 3$ м/с (по указанию преподавателя). Определить внутренний диаметр корпуса D , расходы греющего пара G_1 и холодного теплоносителя G_2 , температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' .

№ п/п	p_n , бар	T_2' , °С	Z	n	$d_{вн}$, мм	$d_{нар}$, мм	l , м
1	10	5	4	120	16	22	2
2	10,5	5	2	80	19	25	2,5
3	11	7	1	61	26	32	3
4	11,5	7	4	200	32	38	3,5
5	12	10	2	100	16	22	4
6	12,5	10	1	91	19	25	4,5
7	13	5	2	100	26	32	5
8	13,5	5	2	120	32	38	2,7
9	14	8	1	127	16	22	3,7
10	145	8	2	160	19	25	4,7
11	15	5	4	220	26	32	4,2
12	16	5	2	140	32	38	3,2

ЗАДАНИЕ 4

Выполнить тепловой расчет секционного теплообменника, предназначенного для охлаждения воды от температуры $T_1' = \dots$ °С до $T_1'' = \dots$ °С. В качестве холодного теплоносителя используют воду с начальной температурой $T_2' = \dots$ °С. Схема движения теплоносителей: для четных вариантов – противоток, для нечетных – прямоток. Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр большой трубы $D = \dots$ м, внутренний диаметр малой трубы $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина каждой секции $l = \dots$ м, число параллельно соединенных секций $n_1 = \dots$. Трубы выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Скорость горячего теплоносителя принять из интервала $w_1 = 1 \div 3$ м/с (по указанию преподавателя). Определить число последовательно соединенных секций, расходы теплоносителей G_1 и G_2 и температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' .

№ п/п	$T_1',$ °С	$T_1'',$ °С	$T_2',$ °С	$D,$ мм	$d_{\text{вн}},$ мм	$d_{\text{нар}},$ мм	$l,$ м	n_1	n_2
1	100	60	10	45	19	25	3	1	2
2	120	80	15	50	26	32	3,5	2	3
3	90	60	20	57	32	38	4	2	4
4	90	50	25	70	45	51	4,5	3	5
5	130	90	30	76	50	57	5	2	6
6	130	60	35	45	19	25	3,2	4	2
7	90	60	10	50	26	32	4,2	1	3
8	90	60	15	57	32	38	4,7	5	1
9	120	90	20	70	45	51	3	4	5
10	120	60	25	76	50	57	2,5	3	6
11	95	65	30	70	45	51	4	3	2
12	95	45	35	70	32	38	4,5	3	3

ЗАДАНИЕ 5

Выполнить тепловой расчет вертикального кожухотрубного конденсатора. Сухой насыщенный водяной пар с давлением $p_n = \dots\dots\dots$ бар подают в межтрубное пространство. Конденсат удаляют при температуре насыщения. В качестве холодного теплоносителя используют воду с начальной температурой $T_2' = \dots\dots\dots$ °С. Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр корпуса $D = \dots$ м, внутренний диаметр трубок $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина труб $l = \dots$ м. Трубки выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Скорость воды принять из интервала $w_2 = 1 \div 3$ м/с (по указанию преподавателя). Определить общее количество трубок n , число ходов по воде Z , расходы греющего пара G_1 и холодного теплоносителя G_2 , температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' .

№ п/п	p_n , бар	T_2' , °С	D , м	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	0,1	10	0,4	16	22	3
2	0,2	10	0,5	19	25	2,5
3	0,3	20	0,75	26	32	2,75
4	0,4	20	0,6	32	38	3,2
5	0,5	20	0,3	16	22	2
6	0,6	30	0,8	19	25	3,2
7	0,7	30	0,9	26	32	3,4
8	0,8	25	1	32	38	3,6
9	0,9	25	0,8	16	22	2
10	1	40	0,6	19	25	2,5
11	1,2	40	0,5	26	32	4
12	0,8	30	0,45	32	38	4,5

ЗАДАНИЕ 6

Выполнить тепловой расчет вертикального кожухотрубного подогревателя, предназначенного для нагрева воды с расходом $G_2 = \dots$ кг/с от температуры $T_2' = \dots$ °C. В качестве горячего теплоносителя используют воду с расходом $G_1 = \dots$ кг/с. Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр корпуса $D = \dots$ м, внутренний диаметр трубок $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина труб $l = \dots$ м. Трубки выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Температуру горячего теплоносителя на входе в аппарат принять из интервала $T_1' = 90 \div 135$ °C (по указанию преподавателя). Определить общее число трубок n , число ходов по нагреваемой воде, скорости движения горячего и холодного теплоносителей w_1 и w_2 , температуры теплоносителей на выходе из теплообменника.

№ п/п	G_2 , кг/с	T_2' , °C	G_1 , кг/с	D , м	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	7	10	10	0,38	16	22	2
2	14	15	11	0,42	19	25	2,5
3	8	20	12	0,45	26	32	3
4	16	25	13	0,5	32	38	3,5
5	9	35	14	0,55	16	22	4
6	7	20	15	0,7	19	25	4,5
7	19	15	16	0,8	26	32	2,25
8	10	10	17	0,6	32	38	2,75
9	14	25	12	0,8	16	22	3,25
10	5	35	12,5	1	19	25	3,75
11	17	30	20	0,65	26	32	4,2
12	28	15	25	0,75	32	38	3

ЗАДАНИЕ 7

В секционном теплообменном аппарате охлаждается пропан (C_3H_8) под давлением $p_1 = \dots$ бар и с расходом $G_1 = \dots$ кг/с от температуры $T_1' = \dots$ °C до $T_1'' = \dots$ °C. В кольцевой зазор аппарата подают воздух с расходом $G_2 = \dots$ кг/с и начальной температурой $T_2' = \dots$ °C. Давление воздуха принять из интервала $p_2 = 1 \div 5$ бар (по указанию преподавателя). Схема движения теплоносителей – противоток. Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр большой трубы $D = \dots$ м, внутренний диаметр малой трубы $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина каждой секции не менее 2 м и не более 5 м. Трубы выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Определить число параллельно и последовательно соединенных секций n_1 и n_2 , тепловую мощность аппарата Q , скорости движения теплоносителей w_1 и w_2 и температуру холодного теплоносителя на выходе из аппарата T_2'' .

№ п/п	G_1 , кг/с	p_1 , бар	T_1' , °C	T_1'' , °C	G_2 , кг/с	T_2' , °C	D , мм	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм
1	0,2	3	140	90	0,6	20	34	16	22
2	0,3	4	130	80	1,2	10	37	19	25
3	0,4	5	120	80	0,4	20	45	26	32
4	0,7	6	110	60	0,8	10	54	32	38
5	0,85	7	100	65	0,9	15	65	45	51
6	0,25	8	80	40	0,3	5	37	19	25
7	0,75	9	70	40	0,7	5	46	26	32
8	0,75	10	75	45	0,8	10	55	32	38
9	1	11	85	45	1,2	15	70	45	51
10	0,5	12	95	55	0,5	15	56	32	38
11	0,35	13	105	75	0,5	20	46	26	32
12	0,6	14	115	75	0,7	20	56	32	38

ЗАДАНИЕ 8

Выполнить тепловой расчет вертикального кожухотрубного теплообменника, предназначенного для охлаждения воды с расходом $G_1 = \dots$ кг/с от температуры $T_1' = \dots$ °С. В качестве холодного теплоносителя используют воду с расходом $G_2 = \dots$ кг/с и температурой на входе в аппарат $T_2' = \dots$ °С, которую подают в межтрубное пространство. Конструктивные параметры теплообменника: общее количество трубок $n = \dots$, число ходов по охлаждаемой воде $Z = \dots$, внутренний диаметр трубы $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина труб $l = \dots$ м. Трубки выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Температуру холодного теплоносителя на входе в аппарат принять по указанию преподавателя из интервала $T_2' = 10 \div 30$ °С. Определить внутренний диаметр большой трубы D , тепловую мощность аппарата Q и температуры теплоносителей на выходе их аппарата T_1'' и T_2'' .

№ п/п	G_1 , кг/с	T_1' , °С	G_2 , кг/с	T_2' , °С	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	Z	n	l , м
1	30	130	50	20	16	22	1	62	3,5
2	30	120	50	30	19	25	1	93	3,6
3	52	110	30	30	26	32	2	120	3,7
4	42	100	25	15	32	38	4	160	3,8
5	28	90	30	10	16	22	2	120	3,9
6	30	85	18	15	19	25	4	160	4
7	32	88	22	20	26	32	1	62	4,1
8	34	95	39	15	32	38	4	120	4,2
9	27	105	15	10	16	22	4	200	4,3
10	36	115	20	20	19	25	4	240	4,4
11	35	120	39	20	26	32	4	160	4
12	33	125	19	10	32	38	1	37	3

ЗАДАНИЕ 9

В секционном теплообменном аппарате типа «труба в трубе» вода с расходом $G_1 = \dots$ кг/с, движущаяся по внутренней трубе, охлаждается до $T_1'' = \dots$ °С. Холодная вода с расходом $G_2 = \dots$ кг/с поступает в аппарат с температурой $T_2' = \dots$ °С. Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр большой трубы $D = \dots$ м, внутренний диаметр малой трубы $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина каждой секции не более $l = \dots$ м, количество трубок в каждой секции (внутри большой трубы) $n = \dots$. Трубы выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Температуру горячего теплоносителя на входе в теплообменный аппарат принять их интервала $T_1' = 120 \div 80$ °С (по указанию преподавателя). Определить число параллельно и последовательно соединенных секций n_1 и n_2 , тепловую мощность аппарата Q , скорости движения теплоносителей w_1 и w_2 , и температуру холодного теплоносителя на выходе из аппарата T_2'' . Схема движения теплоносителей – противоток.

№ п/п	G_1 , кг/с	T_1'' , °С	G_2 , кг/с	T_2' , °С	D , м	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м	n
1	4	60	5	15	0,085	16	22	4	4
2	4	65	6	20	0,09	19	25	5	3
3	2	60	3	15	0,047	26	32	4,5	1
4	1,5	40	2,5	10	0,052	32	38	4,1	1
5	4	40	4	25	0,08	16	22	4,3	3
6	8	30	11	15	0,095	19	25	4,6	4
7	6	30	18	20	0,120	26	32	4,7	4
8	9	45	14	15	0,08	16	22	3,9	3
9	7	45	9,5	20	0,10	19	25	4	3
10	3	50	5	38	0,112	26	32	4,4	3
11	11	48	9	42	0,10	19	25	4	4
12	1	33	1,7	25	0,038	16	22	4,2	1

ЗАДАНИЕ 10

В секционном теплообменнике охлаждается воздух под давлением $p_1 = \dots$ бар и с расходом $G_1 = \dots$ кг/с от $T_1' = \dots$ °С до $T_1'' = \dots$ °С. Во внутреннюю трубу аппарата поступает вода с расходом $G_2 = \dots$ кг/с и температурой $T_2' = \dots$ °С. Схема движения теплоносителей: для четных вариантов – противоток, для нечетных – прямоток. Расход горячего теплоносителя принять из интервала $G_1 = 0,1 \div 0,8$ кг/с (по указанию преподавателя). Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр большой трубы $D = \dots$ м, внутренний диаметр малой трубы $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина каждой секции не менее 2 м и не более 4,5 м. Трубы выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Определить число параллельно и последовательно соединенных секций n_1 и n_2 , тепловую мощность аппарата Q , скорости движения теплоносителей w_1 и w_2 и температуру холодного теплоносителя на выходе из аппарата T_2'' .

№ п/п	p_1 , бар	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	D , мм	T_1' , °С	T_1'' , °С	G_2 , кг/с	T_2' , °С
1	1	16	22	32	80	50	1	10
2	1	19	25	40	80	40	1,2	10
3	5	26	32	50	100	30	1,3	10
4	2	32	38	52	85	40	1,4	15
5	3	16	22	86	90	40	1,5	15
6	2	19	25	32	100	30	1,6	15
7	1	26	32	38	85	25	1,7	15
8	4	32	38	48	110	50	1,8	20
9	2	16	22	50	95	45	1,5	20
10	1	19	25	37	75	45	1,8	15
11	1	26	32	45	75	35	2	15
12	5	32	38	53	95	55	2,2	10

ЗАДАНИЕ 11

В секционном теплообменнике жидкий аммиак с температурой насыщения при давлении $p_1 = \dots$ бар и $G_1 = \dots$ кг/с охлаждается до температуры $T_1'' = \dots$ °C. Холодная вода с расходом $G_2 = \dots$ кг/с поступает во внутреннюю трубу аппарата. Температуру воды на входе в теплообменный аппарат принять из интервала $T_2' = 15 \div 25$ °C (по указанию преподавателя). Схема движения теплоносителей – противоток. Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр большой трубы $D = \dots$ м, внутренний диаметр малой трубы $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный – $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина каждой секции не менее 1 м и не более 4 м. Трубы выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Определить число параллельно и последовательно соединенных секций n_1 и n_2 , тепловую мощность аппарата Q , скорости движения теплоносителей w_1 и w_2 и температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' .

№ п/п	p_1 , бар	T_1'' , °C	G_1 , кг/с	G_2 , кг/с	D , м	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм
1	15	20	0,139	1,39	0,05	18	22
2	15	20	0,139	1,33	0,055	19	23
3	16	27	0,167	1,28	0,06	20	24
4	16	27	0,167	1,22	0,06	21	25
5	15	25	0,186	1,16	0,065	22	26
6	15	25	0,186	1	0,042	17	21
7	16	26	0,195	1,25	0,045	18	22
8	16	26	0,195	1,22	0,05	19	23
9	14	27	0,153	1,12	0,055	20	24
10	14	27	0,8	1,01	0,06	21	25
11	16	24	0,9	1,5	0,062	22	26
12	15	19	0,125	1,33	0,065	23	27

ЗАДАНИЕ 12

В секционном теплообменном аппарате охлаждается трансформаторное масло от температуры $T_1' = \dots$ °С до $T_1'' = \dots$ °С. Холодная вода с температурой $T_2' = \dots$ °С и скоростью $w_2 = \dots$ м/с движется в кольцевом зазоре между большой и малой трубами. Схема движения теплоносителей – противоток. Скорость движения холодного теплоносителя принять по указанию преподавателя из интервала $w_1 = 1 \div 3$. Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр большой трубы $D = \dots$ м, внутренний диаметр малой трубы $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина каждой секции не менее 1 м и не более 4 м, число параллельно соединенных секций $n_1 = \dots$. Трубы выполнены из нержавеющей стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Определить число последовательно соединенных секций n_2 , тепловую мощность аппарата Q , расходы теплоносителей G_1 и G_2 и температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' .

№ п/п	$T_1',$ °С	$T_1'',$ °С	$T_2',$ °С	$w_2,$ м/с	$D,$ м	$d_{\text{вн}},$ мм	$d_{\text{нар}},$ мм	n_1
1	103	50	14	2	0,038	20	24	1
2	95	50	15	2,3	0,033	19	23	2
3	90	45	16	2,4	0,032	18	22	2
4	80	40	17	2,5	0,03	17	20	3
5	85	40	18	2,6	0,028	16	18	2
6	90	40	19	2,7	0,026	15	17	4
7	96	55	20	2,8	0,025	14	16	1
8	100	60	14	2,9	0,024	13	15	5
9	90	55	15	3	0,022	12	14	4
10	95	60	16	1,9	0,026	14	16	3
11	90	50	17	1,8	0,029	16	18	3
12	80	45	18	1,7	0,033	18	21	3

ЗАДАНИЕ 13

Выполнить тепловой расчет вертикального кожухотрубного испарителя. В качестве греющего теплоносителя используют водяной пар под давлением $p_1 = \dots$ бар. Вода, предварительно нагретая до температуры кипения, поступает в трубки теплообменник. Расход вторичного пара $G_2 = \dots$ кг/ч, давление $p_2 = \dots$ бар. Степень сухости греющего пара принять из интервала $x = 0,7 \div 1,0$ (по указанию преподавателя). Конструктивные параметры теплообменника: внутренний диаметр трубок $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина трубок $l = \dots$ м. Трубки выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Определить общее количество трубок n и внутренний диаметр корпуса D , тепловую мощность аппарата Q , расход греющего пара G_1 и скорость движения вторичного пара w_2 .

№ п/п	p_1 , бар	w_2 , м/с	p_2 , бар	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм	l , м
1	1,8	1000	1	32	38	2
2	2,3	1900	1,4	34	40	3
3	3,2	310	2	36	42	2,5
4	4,2	350	2,7	38	44	2,2
5	5,6	1700	3,8	30	36	1,8
6	4,9	600	3,2	40	46	2
7	6,6	1500	4,5	32	38	2,8
8	2	700	1,2	28	34	2,5
9	10	2300	7,1	30	36	3
10	9	1300	6,4	32	38	2,6
11	7	4500	5,1	38	44	2,2
12	3	2500	1,9	34	40	2,1
13	5	1200	3,3	36	42	2
14	8,6	500	6,1	30	36	2,5

ЗАДАНИЕ 14

В секционном теплообменном аппарате охлаждается этан (C_2H_6) давлением $p_1 = \dots$ бар и расходом $G_1 = \dots$ кг/с от температуры $T_1' = \dots$ °C до $T_1'' = \dots$ °C. В кольцевой зазор аппарата подают воздух под давлением $p_2 = \dots$ бар с расходом $G_2 = \dots$ кг/с и с начальной температурой $T_2' = \dots$ °C. Температуру воздуха принять из интервала $T_2' = 5 \div 25$ °C (по указанию преподавателя). Схема движения теплоносителей – противоток. Теплообменный аппарат имеет следующие конструктивные параметры: внутренний диаметр большой трубы $D = \dots$ м, внутренний диаметр малой трубы $d_{\text{вн}} = \dots$ мм, наружный $d_{\text{нар}} = \dots$ мм, длина каждой секции не более 5 м. Трубы выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Определить число параллельно и последовательно соединенных секций n_1 и n_2 , тепловую мощность аппарата Q , скорости движения теплоносителей w_1 и w_2 , температуру холодного теплоносителя на выходе из аппарата T_2'' .

№ п/п	G_1 , кг/с	p_1 , бар	T_1' , °C	T_1'' , °C	G_2 , кг/с	p_2 , бар	D , мм	$d_{\text{вн}}$, мм	$d_{\text{нар}}$, мм
1	0,2	3	140	90	0,6	5	34	16	22
2	0,3	4	130	80	1,2	4	37	19	25
3	0,4	5	120	80	0,4	3	45	26	32
4	0,7	6	110	60	0,8	5	54	32	38
5	0,85	7	100	65	0,9	6	65	45	51
6	0,25	8	80	40	0,3	8	37	19	25
7	0,75	9	70	40	0,7	9	46	26	32
8	0,75	10	75	45	0,8	11	55	32	38
9	1	11	85	45	1,2	10	70	45	51
10	0,5	12	95	55	0,5	8	56	32	38
11	0,35	13	105	75	0,5	10	46	26	32
12	0,6	14	115	75	0,7	14	56	32	38

ЗАДАНИЕ 15

Выполнить тепловой расчет горизонтального кожухотрубного подогревателя, в котором паром, подаваемым в межтрубное пространство, нагревается вода. Пар сухой насыщенный с давлением $p_n = \dots\dots\dots$ бар. Конденсат удаляют при температуре насыщения. Температуру воды принять из интервала $T_2' = \dots\dots\dots$ °С (по указанию преподавателя). Теплообменный аппарат имеет следующие конструктивные параметры: число ходов по воде $Z = \dots\dots\dots$, число трубок в каждом ходе $n_1 = \dots\dots\dots$, внутренний диаметр трубок $d_{вн} = \dots\dots\dots$ мм, наружный $d_{нар} = \dots\dots\dots$ мм, длина труб не более 5 м. Трубы выполнены из нержавеющей стали / углеродистой стали / меди / латуни (по указанию преподавателя). Скорость холодного теплоносителя принять по указанию преподавателя из интервала $w_2 = 1,2 \div 3$ м/с. Определить внутренний диаметр корпуса D , расходы греющего пара G_1 и холодного теплоносителя G_2 и температуру холодного теплоносителя на выходе из теплообменника T_2'' .

№ п/п	P_n , бар	Z	n_1	$d_{вн}$, мм	$d_{нар}$, мм
1	1	1	130	19	25
2	0,5	2	60	26	32
3	0,6	4	40	32	38
4	0,7	6	40	26	32
5	0,9	1	173	13	17
6	1,2	2	70	16	22
7	1,1	4	50	20	25
8	1,2	6	30	26	32
9	1,3	1	223	32	38
10	1,6	2	80	16	22
11	1,8	4	46	19	25
12	2	6	46	31	38

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица П2.1
Физические свойства сухого воздуха ($B=1,01 \cdot 10^5$ Па) [1]

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	14,6	9,23	12,7	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	13,8	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	14,9	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	12,79	16,2	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	16,7	12,43	17,4	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	18,8	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	20,0	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	15,06	21,4	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	22,9	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	24,3	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	17,95	25,7	0,698
60	1,060	1,005	2,90	20,1	18,97	26,2	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	28,6	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	21,09	30,2	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,5	22,10	31,9	0,690
100	0,946	1,009	3,21	21,9	23,13	33,6	0,688
120	0,898	1,009	3,34	22,8	25,45	36,8	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	27,80	40,3	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	30,09	43,9	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	32,49	47,5	0,681

Продолжение табл. П2.1

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·K)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·K)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$a \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
200	0,746	1,026	3,93	26,0	34,85	51,4	0,680
250	0,674	1,038	4,27	27,4	40,61	61,0	0,677
300	0,615	1,047	4,60	29,7	48,33	71,6	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	55,46	81,9	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,0	63,09	93,1	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	79,38	115,3	0,687
600	0,404	1,114	6,22	39,1	96,89	138,3	0,699
700	0,362	1,135	6,71	41,8	115,4	163,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	44,3	134,8	188,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	46,7	155,1	216,2	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	49,0	177,1	245,9	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	51,2	199,3	276,2	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	53,5	233,7	316,5	0,724

Таблица П2.2

Физические свойства водяного пара на линии насыщения [1]

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho'',$ кг/м ³	$h'',$ кДж/кг	$r,$ кДж/кг	$c_p,$ кДж/ (кг ⁰ С)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/ (м ⁰ С)	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
0,01	0,0061	0,00485	2501	2500	1,861	1,697	1888	9,156	1888	1,00
10	0,0123	0,00939	2519,4	2477	1,869	1,770	1011	9,493	1011	1,00
20	0,0234	0,01729	2537,7	2453	1,877	1,824	563,7	9,746	563,7	1,00
30	0,0424	0,03037	2555,9	2430	1,885	1,883	328,9	9,989	328,9	1,00
40	0,0738	0,05117	2574	2406	1,895	1,953	200,7	10,270	200,7	1,00
50	0,1233	0,08303	2591,8	2382	1,907	2,034	128,8	10,586	127,5	0,99
60	0,1992	0,1302	2609,5	2358	1,923	2,122	84,70	10,921	83,88	0,99
70	0,3116	0,1981	2626,8	2333	1,942	2,214	57,48	11,272	56,90	0,99
80	0,4736	0,2932	2643,8	2309	1,967	2,309	40,03	11,620	39,63	0,99
90	0,7011	0,4232	2660,3	2283	1,997	2,407	28,55	11,960	28,26	0,99
100	1,013	0,598	2676,3	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,8	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,6	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09

Продолжение табл. П2.2

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ'' , кг/м ³	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	c_p , кДж/ (кг ⁰ С)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/ (м ⁰ С)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
130	2,7	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,86	1,12
150	4,76	2,547	2746,3	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2757,7	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2777,1	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2784,9	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2791,4	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2796,4	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2799,9	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2801,7	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2801,6	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2799,5	1715,8	4,158	4,512	0,544	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2795,2	1661,4	4,468	4,803	0,453	18,84	0,794	1,75

Продолжение табл. П2.2

113	$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho'',$ кг/м ³	$h'',$ кДж/кг	$r,$ кДж/кг	$c_p,$ кДж/ (кг ⁰ С)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/ (м ⁰ С)	$a \cdot 10^6,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	Pr
	270	55,05	28,09	2788,3	1604,4	4,815	5,106	0,378	19,32	0,688	1,82
	280	64,19	33,19	2778,6	1542,9	5,234	5,489	0,317	19,91	0,600	1,90
	290	74,45	39,15	2765,4	1476,3	5,694	5,827	0,261	20,60	0,526	2,01
	300	85,92	46,21	2748,4	1404,3	6,280	6,268	0,216	21,29	0,461	2,13
	310	98,70	54,58	2726,8	1325,2	7,118	6,838	0,176	21,97	0,403	2,29
	320	112,9	64,72	2699,6	1238,1	8,206	7,513	0,141	22,86	0,353	2,50
	330	128,65	77,10	2665,5	1139,7	9,880	8,257	0,108	23,94	0,310	2,86
	340	146,08	92,76	2622,3	1027,1	12,35	9,304	0,0811	25,21	0,272	3,35
	350	165,37	113,6	2566,1	893,1	16,24	10,70	0,0580	26,58	0,234	4,03
	360	186,74	144,0	2485,7	719,7	23,03	12,79	0,0386	29,14	0,202	5,23
	370	210,53	203,0	2335,7	438,4	56,52	17,10	0,0150	33,75	0,166	11,1

Таблица П2.3

Физические свойства воды на линии насыщения [1]

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho',$ кг/м ³	$h',$ кДж/кг	$c_p,$ кДж/(кг ⁰ С)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м ⁰ С)	$\alpha \cdot 10^8,$ м ² /с	$\mu \cdot 10^6,$ Па·с	$\nu \cdot 10^6,$ м ² /с	$\beta \cdot 10^4,$ К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4,$ Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,00	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	0,70	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	715,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,4	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,433	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,985	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,74

Продолжение табл. П2.3

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ' , кг/м ³	h' , кДж/кг	c_p , кДж/(кг ⁰ С)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м ⁰ С)	$a \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
130	2,701	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,614	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,760	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,180	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,9202	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,027	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,552	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,551	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,079	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,201	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,979	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,480	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	16,8	285,5	0,87
250	39,776	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,940	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87

Продолжение табл. П2.3

116

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$, Па	ρ' , кг/м ³	h' , кДж/кг	c_p , кДж/(кг ⁰ С)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м ⁰ С)	$a \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
270	55,051	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,191	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,448	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,917	512,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,697	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

Таблица П2.4

Физические свойства углеводородов метанового ряда
 C_nH_{2n+2} [1]

t, °C	$\lambda 10^3$, Вт/(м ⁰ С)	$\mu 10^6$, Па·с	Pr	$\nu 10^6$, м ² /с	α_p , кДж/(кг ⁰ С)	$\alpha 10^6$, м ² /с	ρ , кг/м ³
Метан (CH ₄)							
0	30,7	10,39	0,734	14,5	2,165	19,81	0,717
100	46,5	13,24	0,698	25,1	2,448	36,11	0,525
200	63,7	15,89	0,703	38,2	2,807	55,00	0,414
300	82,3	18,34	0,707	53,5	3,175	75,83	0,342
400	102	20,69	0,717	71,9	3,530	99,44	0,291
500	122,1	22,95	0,726	90,8	3,856	125,3	0,253
600	144,2	25,20	0,726	113,0	4,153	155,0	0,224
Этан (C ₂ H ₆)							
0	19	8,60	0,746	6,41	1,647	8,58	1,342
100	31,9	11,38	0,738	11,6	2,067	15,66	0,983
200	47,5	14,12	0,741	18,2	2,490	24,98	0,776
300	65,4	16,79	0,736	26,2	2,870	35,55	0,640
400	85,5	19,32	0,726	35,6	3,213	48,61	0,545
500	107,9	21,97	0,715	46,4	3,519	64,72	0,474
600	132,6	24,52	0,701	58,5	3,787	83,61	0,420
Пропан (C ₃ H ₈)							
0	15,2	7,50	0,762	3,81	1,550	5,00	1,967
100	26,3	10,00	0,768	6,94	2,017	9,06	1,440
200	40,1	12,45	0,763	10,9	2,458	14,36	1,140
300	56,2	14,81	0,748	15,8	2,835	21,14	0,939
400	74,8	17,16	0,727	21,6	3,161	29,72	0,799
500	95,6	19,42	0,700	28,2	3,449	40,00	0,694
600	118,6	21,77	0,678	35,6	3,697	52,22	0,616
Бутан (C ₄ H ₁₀)							
0	13,3	6,84	0,821	2,63	1,591	3,22	2,593
100	23,5	9,26	0,798	4,87	2,027	6,11	1,90
200	36,5	11,67	0,784	7,78	2,456	9,92	1,50
300	51,9	14,02	0,761	11,3	2,815	14,92	1,24
400	69,8	16,38	0,734	15,6	3,129	21,22	1,05
500	90,2	18,73	0,706	20,5	3,404	28,89	0,916
600	113,0	21,08	0,679	26,1	3,644	38,06	0,812

Продолжение табл. П2.4

t, °C	$\lambda 10^3$, Вт/(м ⁰ С)	$\mu 10^6$, Па·с	Pr	$\nu 10^6$, м ² /с	c_p , кДж/(кг· °C)	$\alpha 10^6$, м ² /с	ρ , кг/м ³
Пентан (C ₅ H ₁₂)							
0	12,3	6,35	0,821	—	1,593	—	—
100	22,0	8,65	0,796	3,67	2,025	4,61	2,355
200	34,1	10,88	0,781	5,90	2,448	7,47	1,86
300	48,6	13,24	0,763	8,62	2,799	11,33	1,54
400	65,5	15,49	0,735	11,8	3,108	16,14	1,31
500	84,7	17,75	0,708	15,6	3,377	22,11	1,14
600	106,1	20,10	0,684	19,9	3,610	29,17	1,01
Гексан (C ₆ H ₁₄)							
0	11,2	5,90	0,841	—	1,602	—	—
100	20,2	8,15	0,814	2,89	2,023	35,56	2,813
200	32,0	10,39	0,796	4,68	2,444	58,89	2,220
300	45,9	12,65	0,769	6,92	2,791	90,00	1,833
400	62,5	14,91	0,738	9,60	3,097	129,5	1,560
500	81,2	17,26	0,732	12,7	3,441	174,2	1,355
600	102,6	19,52	0,632	16,2	3,587	238,1	1,202
Гептан (C ₇ H ₁₆)							
0	10,7	5,39	0,812	—	1,610	—	—
100	19,3	17,29	0,784	2,28	2,020	29,17	3,27
200	30,5	9,62	0,771	3,72	2,441	48,33	2,58
300	43,7	11,77	0,749	5,51	2,785	73,89	2,13
400	59,4	13,93	0,722	7,68	3,083	106,7	1,81
500	77,3	16,08	0,695	10,1	3,346	146,1	1,58
600	97,7	18,34	0,670	13,0	3,570	195,6	1,40
Октан (C ₈ H ₁₈)							
0	9,8	4,93	0,816	—	1,614	—	—
100	17,7	6,79	0,776	1,82	2,021	23,50	3,73
200	27,8	8,65	0,759	2,94	2,449	38,61	2,945
300	40,0	40,49	0,729	4,32	2,780	59,17	2,43
400	54,3	12,36	0,700	5,96	3,076	85,28	2,07
500	70,6	14,32	0,677	7,88	3,336	117,5	1,80
600	89,2	16,18	0,646	10,10	3,557	157,8	1,59

Таблица П2.5

Физические свойства многоатомных газов [1]

t, °C	$\lambda 10^3$, Вт/(м ⁰ С)	$\mu 10^6$, Па·с	Pr	$\nu 10^6$, м ² /с	c_p , кДж/(кг ⁰ С)	$\alpha 10^6$, м ² /с	ρ , кг/м ³
Аммиак (NH ₃)							
0	21,1	9,36	0,908	12,2	2,043	13,36	0,771
100	34,0	13,04	0,852	23,2	2,219	27,17	0,564
200	48,8	16,67	0,818	38,0	2,399	45,83	0,445
300	65,5	20,59	0,812	56,4	2,583	68,89	0,368
400	84,0	24,32	0,796	78,7	2,747	97,50	0,313
500	103,6	28,15	0,793	105	2,918	130,56	0,272
600	124,4	31,97	0,792	134	3,082	168,33	0,241
700	147,7	35,99	0,791	168	3,245	210,56	0,217
800	171,0	39,81	0,793	205	3,404	257,50	0,196
900	196,5	44,13	0,798	247	3,555	308,33	0,179
100	222,1	47,86	0,800	291	3,709	368,89	0,165
Ацетон (C ₃ H ₆ O)							
0	9,7	6,86	0,386	—	1,256	—	—
100	17,3	9,41	0,840	5,07	1,537	6,06	1,87
200	26,9	12,06	0,806	8,22	1,788	10,22	1,47
300	38,6	14,71	0,774	12,1	2,022	15,67	1,22
400	52,1	17,36	0,743	16,9	2,236	22,64	1,03
500	67,5	20,00	0,720	22,3	2,428	30,83	0,901
600	84,7	22,75	0,695	28,3	2,587	40,83	0,799
Бензол (C ₆ H ₆)							
0	9,2	6,98	0,716	—	0,943	—	—
100	17,3	7,21	0,554	3,74	1,325	5,11	2,55
200	28,1	12,28	0,719	5,99	1,676	8,36	2,01
300	41,6	14,64	0,688	8,80	1,956	12,83	1,66
400	57,6	17,20	0,652	12,1	2,183	18,72	1,41
500	76,4	19,76	0,614	15,9	2,369	26,22	1,23
600	96,3	22,31	0,585	20,4	2,524	35,00	1,09

Таблица П2.6

Физические свойства трансформаторного масла [1]

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·K)	λ , Вт/(м·K)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, K ⁻¹	Pr
0	892,5	1,549	0,1123	8,14	629,8	70,5	6,80	866
10	886,4	1,620	0,1115	7,83	335,5	37,9	6,85	484
20	880,3	1,666	0,1106	7,56	198,2	22,5	6,90	298
30	874,2	1,729	0,1008	7,28	128,5	14,7	6,95	202
40	868,2	1,788	0,1090	7,03	89,4	10,3	7,00	146
50	862,1	1,846	0,1082	6,80	65,3	7,58	7,05	111
60	856,0	1,905	0,1072	6,58	49,5	5,78	7,10	87,8
70	850,0	1,964	0,1064	6,36	38,6	4,54	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	6,17	30,8	3,66	7,20	59,3
90	837,8	2,085	0,1047	6,00	25,4	3,03	7,25	50,5
100	831,8	2,144	0,1038	5,83	21,3	2,56	7,30	43,9
110	825,7	2,202	0,1030	5,67	18,1	2,20	7,35	38,8
120	819,6	2,261	0,1022	5,50	15,7	1,92	7,40	34,9

Таблица П2.7

Физические свойства жидкого аммиака в состоянии
насыщения [1]

t, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·K)	λ , Вт/(м·K)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, K ⁻¹	Pr
-40	690,0	4,442	0,629	—	17,28	1,95
-30	677,7	4,47	0,608	0,355	18,32	1,77
-20	665,0	4,410	0,585	0,304	19,32	1,56
-10	652,0	4,549	0,563	0,264	20,25	1,38
0	638,6	4,594	0,540	0,245	21,12	1,33
10	624,7	4,646	0,518	0,234	22,54	1,31
20	610,3	4,706	0,494	0,227	23,86	1,32
30	595,2	4,777	0,472	0,222	25,66	1,335
40	579,5	4,860	0,449	0,216	33,14	1,33

Таблица П2.8

Коэффициент теплопроводности (λ , Вт/(м·°С)) металлов и сплавов [1]

Наименование металла	Температура, °С							
	0	20	100	200	300	400	500	600
Алюминий	202	—	206	229	272	319	371	422
Латунь:								
90% Cu, 10% Zn	102	—	117		149	166	180	195
70% Cu, 30% Zn	106	—	109	134	114	116	120	121
67% Cu, 33% Zn	100	—	107	110	121	128	135	151
60% Cu, 40% Zn	106	—	120	113	152	169	186	200
Медь (99,9%)	393	—	385	137	371	365	359	354
Сталь мягкая	63	—	57	52	46	42	36	31

Таблица П2.9

Коэффициент теплопроводности сталей (λ , Вт/(м $^\circ$ С)) [1]

Наименование и марка стали	Температура, $^\circ\text{C}$								
	100	200	300	400	500	600	700	800	900
Углеродистая 15	54,4	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	–	–	–
Углеродистая 30	50,2	46,0	41,9	37,7	33,5	29,3	–	–	–
Хромомолибденовая X10C2M (ЭИ107)	18,4	–	21,7	–	–	24,6	25,5	–	–
Хромоникельвольфрамовая 4X14НВ2М (ЭИ69)	15,5	16,9	19,2	20,2	21,2	22,0	–	–	–
Хромоникелевая 1X18Н9Т (ЭЯ1Т)*	16,0	17,6	19,2	20,8	22,3	23,8	25,5	27,6	–
Хромоникелевая X25Н20С2 (ЭИ283)	14,6	–	–	–	21,6	23,5	25,1	27,1	28,8
Хромистая нержавеющая:									
1X13 (Ж ₁)	24,0	23,6	23,3	23,3	23,7	24,4	–	–	–
2X13 (Ж ₂)	24,3	25,8	26,3	26,4	26,6	26,4	26,2	26,7	27,6
3X13 (Ж ₃)	25,1	25,6	25,6	25,6	25,6	25,6	24,6	–	–
4X13 (Ж ₄)	28,0	29,1	29,3	29,2	28,8	28,4	28,0	–	–
X17 (Ж ₁₇)	24,4	–	–	–	–	–	–	–	–
X28 (Ж ₂₇)	20,9	21,7	22,7	23,4	24,3	25,0	–	–	–

Примечание: * Значения λ для различных образцов стали 1X18Н9Т изменяются в пределах $\pm 20\%$.Здесь приведены средние значения λ .

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	7
1.1. Уравнение теплового баланса.....	8
1.2. Уравнение теплопередачи	11
1.3. Расчет среднего температурного напора.....	12
1.4. Расчет коэффициента теплопередачи.....	15
1.5. Расчет коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2	16
2. ВИДЫ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	30
2.1. Кожухотрубный теплообменный аппарат.....	30
2.2. Секционный теплообменный аппарат типа «труба в трубе».....	34
2.3. Пластинчатый теплообменный аппарат.....	37
3. ВИДЫ РАСЧЁТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	40
3.1. Тепловой поверочный расчет.....	41
3.2. Тепловой конструктивный расчет.....	49
3.3. Компоновочный расчет секционного теплообменника типа «труба в трубе».....	50
4. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	54
5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА.....	55
5.1. Пример расчета кожухотрубного теплообменного аппарата.....	55
5.2. Пример расчета секционного теплообменника типа «труба в трубе».....	66
5.3. Пример расчета пластинчатого теплообменного аппарата.....	78
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	91
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	94
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	109

БУХМИРОВ Вячеслав Викторович
РАКУТИНА Дарья Валерьевна
СОЛНЫШКОВА Юлия Сергеевна
ПРОРОКОВА Мария Владимировна

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Учебное пособие

Редактор Т.В. Соловьёва

Подписано в печать Формат 60x84¹/₁₆. Печать плоская.
Усл.печ.л. 28,83. Уч.-изд. л. 27,33 Тираж 300 экз. Заказ
ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический
университет имени В.И. Ленина»
Отпечатано в УИУНЛ ИГЭУ
153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская, 34.