

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Институт повышения квалификации  
и переподготовки

Кафедра «Металлургия и технологии обработки материалов»

# **ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**ПРАКТИКУМ**

**для слушателей специальности переподготовки  
1-42 01 71 «Металлургическое  
производство и материалобработка»  
заочной формы обучения**

Гомель 2023

УДК 66.045.1(075.8)  
ББК 31.368я73  
Т34

*Рекомендовано кафедрой «Металлургия и технологии  
обработки материалов» ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 11 от 08.11.2022 г.)*

Составитель *С. Н. Целуева*

Рецензент: доц. каф. «Металлургия и технологии обработки материалов»  
ГГТУ им. П. О. Сухого канд. с.-х. наук, доц. *И. В. Астапенко*

Т34

**Теплообменные** аппараты металлургического производства : практикум для слушателей специальности переподготовки 1-42 01 71 «Металлургическое производство и материалобработка» заоч. формы обучения / сост. С. Н. Целуева. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2023. – 35 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Составлен в соответствии с учебной программой по дисциплине «Теплообменные аппараты металлургического производства». Приведены краткие теоретические сведения и порядок выполнения практических работ.

Для слушателей специальности переподготовки 1-42 01 71 «Металлургическое производство и материалобработка» заочной формы обучения ИПКиП.

УДК 66.045.1(075.8)  
ББК 31.368я73

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2023

## ВВЕДЕНИЕ

Современные металлургические предприятия оснащены высокотехнологичными и высокопроизводительными установками, потребляющими большие объемы теплоэнергетических и сырьевых ресурсов.

Важнейшими техническими задачами производства являются интенсификация технологических процессов и экономия всех видов ресурсов, т.е. энергосбережение. Во всем мире энергосбережение является стратегической задачей государственного масштаба. Поэтому особое внимание уделяется созданию технологий и технологических процессов, при которых все энергетические ресурсы полностью или с максимальной полнотой используются в производстве продукции. Такие технологические процессы относятся к безотходным. Эти обстоятельства требуют особого подхода к проектированию и выбору технологического оборудования, которое обеспечит возможность реализации безотходных технологий, т.е. будет высокоэкономичным с точки зрения использования теплоэнергетических ресурсов.

На предприятиях металлургической промышленности безотходная технология может быть реализована при условии применения в специализированных установках – теплообменных аппаратов, или рекуператоров. Рекуперация тепла позволяет экономить до 30 – 40 % потребляемой энергии. Особенно это актуально для высокотемпературных металлургических производств (~1000 °С и более), где энергетические потери велики, а также при использовании газов, содержащих большое количество примесей и агрессивных веществ.

Специалист, получивший образование по специальности “Металлургическое производство и материалобработка”, должен иметь знания и навыки проектирования и выбора теплообменных аппаратов различного типа для конкретных производственных условий в металлургии.

Практикум содержит сведения о методиках проведения тепловых конструктивных и гидравлических расчетов теплообменного оборудования металлургических предприятий, освоение которых позволит слушателям получить практические навыки обоснования и защиты конкретных решения при выборе и конструировании теплообменного оборудования.

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

## 1 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

### 1.1 Классификация теплообменных аппаратов

**Признаки классификации теплообменных аппаратов:**

- по принципу действия: поверхностные и смесительные.*  
*Поверхностные, в свою очередь, разделяют на:*
  - аппараты с трубчатой поверхностью теплообмена (кожухотрубчатые теплообменники, теплообменники «труба в трубе», оросительные теплообменники, змеевиковые теплообменники);
  - аппараты с плоской поверхностью теплообмена (пластинчатые теплообменники, спиральные теплообменники, аппараты с рубашкой);
- по назначению: холодильники, подогреватели, конденсаторы, испарители;*
- по направлению движения теплоносителей: прямоточные, противоточные, перекрестного тока и др.*

Конструкции теплообменных аппаратов в соответствии с приведенной классификацией необходимо изучить на лекциях по дисциплине “Теплообменные аппараты металлургического производства” или самостоятельно по литературе, приведенной в программе данной дисциплины.

### 1.2 Методологические основы расчета теплообменных аппаратов

Несмотря на большое разнообразие конструкций теплообменных аппаратов, существует общая методика теплотехнических расчетов, применяемая для частных расчетов в зависимости от имеющихся исходных данных.

**Тепловые расчеты** бывают двух типов:

- *проектный* (конструктивный);
- *проверочный*.

**Проектный расчет** выполняется при проектировании теплообменного аппарата, когда в качестве исходных данных известны теплопроизводительность аппарата, теплоносители, их расходы и параметры. *Цель расчета* – определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного типа аппарата.

Проектный расчет, в свою очередь, состоит из расчетов:

- *теплового (теплотехнического);*
- *гидравлического;*
- *механического.*

В ходе *теплового* расчета определяется требуемая поверхность теплообмена и осуществляется выбор стандартизованного теплообменного аппарата. Расчет состоит из двух этапов:

1. *предварительный (ориентировочный) расчет*, заключающийся в определении ориентировочной поверхности теплообмена и предварительном выборе теплообменного аппарата;
2. *уточненный расчет*, в ходе которого уточняются поверхности теплообмена путем расчета параметров, характеризующих процесс теплообмена – коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи с учетом режимов движения потоков в предварительно выбранном теплообменном аппарате.

В ходе *гидравлического* расчета определяется достаточность давления, создаваемого насосами (компрессорами) для преодоления сопротивлений, возникающих при движении потока через аппарат.

В *механическом* расчете необходимо выбрать и обосновать выбор материалов для изготовления элементов конструкции и выполнить необходимые прочностные расчеты, подтверждающие возможность его безопасной и длительной эксплуатации при заданных параметрах работы (температура, давление) и с учетом свойств теплообмениваемых потоков. Конструкция и элементы аппаратов должны рассчитываться на наибольшее допускаемое рабочее давление с учетом возможных температурных напряжений, особенностей технологии изготовления деталей, агрессивности действия рабочей среды и особенностей эксплуатации. Формулы для механического расчета основных элементов кожухотрубного теплообменника приведены в [2].

**Поверочный расчет** теплообменных аппаратов выполняется для установления возможности применения тех или иных теплообменных аппаратов для необходимых технологических процессов.

Цель расчета – выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата.

В качестве исходных данных для расчета задаются размеры аппарата и условия его работы. Требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. В некоторых случаях теплопроизводительность аппарата является заданной, а определить необходимо, например, расход и начальную температуру одной из сред.

### **1.2.1 Проектный расчет теплообменных аппаратов**

В качестве **исходных данных** для проектного (конструктивно-го) расчета обычно задаются следующие параметры:

- тип теплообменного аппарата;
- вид теплоносителей;
- теплопроизводительность аппарата (расход одного из теплоносителей и его начальная и конечная температуры).

**При выполнении расчета определяются** параметры:

- физические параметры и скорости движения теплоносителей;
- расход другого теплоносителя из уравнения теплового баланса;
- средняя разность температур;
- коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи;
- поверхность теплообмена;
- конструктивные размеры теплообменного аппарата;
- диаметр патрубков для входа и выхода теплоносителей.

#### **1.2.1.1 Тепловой (теплотехнический) расчет теплообменных аппаратов [12]**

##### **Определение физических параметров и скоростей движения теплоносителей**

Физические свойства и параметры движущихся сред, а также гидродинамические условия движения оказывают существенное влияние на теплообмен между теплоносителями.

Физические параметры теплоносителей определяются по справочникам в зависимости от выбранной **средней температуры среды**  $t_{\text{ср}}$ , °С, которая приближенно определяется как среднее арифметическое начальной  $t_{\text{н}}$  и конечной  $t_{\text{к}}$  температур:

$$t_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (t_{\text{н}} + t_{\text{к}}). \quad (1.1)$$

**Основные физические параметры рабочих сред:** плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, температура кипения, скрытая теплота испарения или конденсации и др.

При конструировании теплообменной аппаратуры рекомендуется выбирать такие значения скоростей теплоносителей, при которых коэффициенты теплоотдачи и гидравлические сопротивления будут экономически выгодными. Обычно минимальное значение скорости теплоносителя выбирается соответствующим началу турбулентного движения потока, т.е. числу Рейнольдса  $Re > 104$ .

Для наиболее часто используемых диаметров труб (57, 38 и 25 мм) рекомендуются скорости жидкости 1,5 – 3 м/с; нижний предел скорости для большинства жидкостей составляет 0,06 – 0,3 м/с. Конкретные значения скоростей движения теплоносителей в патрубках даны в справочнике [2], согласно которому для жидкостей принимают скорость 1,5 – 3 м/с, для конденсата греющего пара – 1 – 2 м/с, для насыщенного пара – 20 – 30 м/с, для перегретого пара – 25 – 60 м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая  $Re = 104$ , не превышает 0,2 – 0,3 м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах допускается переходный или даже ламинарный режим. Для газов при атмосферном давлении допускаются скорости до 25 м/с, для насыщенных паров при конденсации – скорости до 10 м/с.

### **Тепловые балансы теплообменных аппаратов**

Проектный расчет теплообменного аппарата начинают с выполнения теплового (теплотехнического) расчета, при котором сначала определяют тепловую нагрузку аппарата и расход одного из теплоносителей.

**Тепловая нагрузка** – количество теплоты, переданное от горячего теплоносителя к холодному.

Тепловая нагрузка определяется тепловым балансом аппарата.

**Уравнения тепловых балансов** различаются в зависимости от назначения теплообменного аппарата:

#### **1. Для подогревателей**

Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет охлаждения другого (аппарат работает без изменения агрегатного

(фазового) состояния теплоносителей), то уравнения теплового баланса имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_{\text{прих}} &= G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1^{\text{ВХ}} - t_1^{\text{ВЫХ}}), \\ Q_{\text{расх}} &= G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2^{\text{ВЫХ}} - t_2^{\text{ВХ}}), \end{aligned} \quad (1.2)$$

где  $Q$  – тепловая мощность аппарата, кВт;

$G_1$  и  $G_2$  – массовые расходы теплоносителей (воздуха, газов и т.п.), не изменяющих агрегатного состояния, кг/с (или м<sup>3</sup>/ч);

$c_1$  и  $c_2$  – теплоемкости первичного и вторичного теплоносителей, кДж/(кг·°С);

$t_1^{\text{ВХ}}, t_2^{\text{ВХ}}, t_1^{\text{ВЫХ}}, t_2^{\text{ВЫХ}}$  – начальные (на входе) и конечные (на выходе) температуры первичного и вторичного теплоносителей, °С.

Уравнение теплового баланса с учетом потерь:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} + Q_{\text{пот}}, \quad (1.3)$$

где  $Q_{\text{пот}}$  – потери теплоты от стенок аппарата в окружающую среду, кВт; основываясь на практических данных, тепловые потери составляют обычно 2 % – 3 % от количества подведенной теплоты, а компактных конструкций величина тепловых потерь не достигает 1 %, поэтому их можно учесть коэффициентом  $\eta = 0,97 - 0,98$ , тогда

$$G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1^{\text{ВХ}} - t_1^{\text{ВЫХ}}) \cdot \eta = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2^{\text{ВЫХ}} - t_2^{\text{ВХ}}) \quad (1.4)$$

Из последнего выражения можно определить расход греющего теплоносителя  $G_1$ , кг/с (или м<sup>3</sup>/ч):

$$G_1 = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2^{\text{ВЫХ}} - t_2^{\text{ВХ}})}{c_1 \cdot (t_1^{\text{ВХ}} - t_1^{\text{ВЫХ}}) \cdot \eta}. \quad (1.5)$$

При нагреве одного из теплоносителей за счет конденсации греющего водяного насыщенного пара уравнения теплового баланса имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_{\text{прих}} &= D \cdot (i_1 - i_k), \\ Q_{\text{расх}} &= G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2^{\text{ВЫХ}} - t_2^{\text{ВХ}}), \end{aligned} \quad (1.6)$$

где  $D$  – количество греющего пара, кг/с;

$i_1$  – энтальпия греющего пара, кДж/кг ([12], приложение 2, таблица 1);

$i_k$  – энтальпия конденсата, кДж/кг; определяется по формуле:

$$i_k = c_v \cdot i_k, \quad (1.7)$$

где  $c_v$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);

$G_2$  – масса (или массовый расход) нагреваемого вещества, кг/с (или м<sup>3</sup>/ч);

$c_2$  – теплоемкость нагреваемого вещества, кДж/(кг·°С);

$t_2^{\text{ВЫХ}}$ ,  $t_2^{\text{ВХ}}$  – конечная и начальная температуры нагреваемого вещества, °С.

Из уравнения теплового баланса определяется расход греющего пара  $D$ , кг/с (или м<sup>3</sup>/ч):

$$D = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot (t_2^{\text{ВЫХ}} - t_2^{\text{ВХ}})}{(i_1 - i_k) \cdot \eta}. \quad (1.8)$$

## 2. Для испарителей

В испарителях нагрев и охлаждение теплоносителей сопровождаются изменением их агрегатного состояния (например, насыщенный пар, нагревая воду до состояния кипения и последующего интенсивного испарения, сам конденсируется).

Для таких агрегатов уравнения теплового баланса имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_{\text{прих}} &= D \cdot (i_1 - i_k), \\ Q_{\text{расх}} &= Q_1 + Q_2 + Q_{\text{пот}}, \end{aligned} \quad (1.9)$$

где  $Q_1$  – теплота, израсходованная на нагрев холодного теплоносителя до температуры кипения, кВт;

$Q_2$  – теплота, затраченная на испарение кипящей жидкости, кВт.

В свою очередь,  $Q_1$  и  $Q_2$ , кВт, определяются выражениями:

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_2 \cdot c_2 \cdot (t_s - t_2^{\text{BX}}), \\ Q_2 &= G_2 \cdot r, \end{aligned} \quad (1.10)$$

где  $G_2$  – количество, или расход, холодного теплоносителя, кг/с (или м<sup>3</sup>/ч);

$c_2$  – средняя теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·°С);

$t_s$  – температура кипения холодного теплоносителя, °С;

$t_2^{\text{BX}}$  – начальная температура холодного теплоносителя, °С;

$r$  – скрытая теплота испарения теплоносителя, кДж/кг.

Тогда расход греющего пара  $D$ , кг/с (или м<sup>3</sup>/ч):

$$D = \frac{G_2 \cdot (c_2 \cdot (t_s - t_2^{\text{BX}}) + r)}{(i_1 - i_k) \cdot \eta}. \quad (1.11)$$

### 3. Для конденсаторов

Работа конденсатора характеризуется тем, что более нагретый теплоноситель охлаждается с изменением агрегатного состояния. Теплота от горячего теплоносителя чаще всего отводится холодной водой. Для таких агрегатов уравнения теплового баланса имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_{\text{прих}} &= Q_1 + Q_2 + Q_3, \\ Q_{\text{расх}} &= G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_2^{\text{ВЫХ}} - t_2^{\text{ВХ}}), \end{aligned} \quad (1.12)$$

где  $Q_1$  – теплота, выделяющаяся при охлаждении перегретых паров до насыщенного состояния, кВт;

$Q_2$  – теплота, выделяющаяся при конденсации насыщенного пара, кВт;

$Q_3$  – теплота, выделяющаяся при охлаждении горячей жидкости до заданной температуры, кВт;

$G_{\text{в}}$  – расход охлаждающей воды, кг/с (или м<sup>3</sup>/ч);

$t_2^{\text{ВЫХ}}$ ,  $t_2^{\text{ВХ}}$  – конечная и начальная температуры горячего теплоносителя, °С.

В свою очередь  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$ , кВт, определяются выражениями:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= G_{\Gamma} \cdot c_p \cdot (t_{\text{п.п}} - t_{\text{н.п}}), \\
 Q_2 &= G_{\Gamma} \cdot r, \\
 Q_1 &= G_{\Gamma} \cdot c \cdot (t_s - t_1^{\text{BX}}),
 \end{aligned}
 \tag{1.13}$$

где  $G_{\Gamma}$  – количество горячего теплоносителя, кг/с (или м<sup>3</sup>/ч);  
 $c_p$  – теплоемкость при постоянном давлении для перегретого пара, кДж/(кг·°С);  
 $t_{\text{п.п}}$ ,  $t_{\text{н.п}}$  – температура перегретого и насыщенного пара соответственно, °С;  
 $r$  – скрытая теплота конденсации горячего теплоносителя, кДж/кг;  
 $c$  – теплоемкость жидкого горячего теплоносителя, кДж/(кг·°С);  
 $t_s$  – температура кипения горячего теплоносителя, °С.

Тепловыми потерями вследствие их малости пренебрегают в случае, если охлаждающая вода подается в межтрубное пространство и внешние стенки аппарата имеют температуру, близкую к температуре окружающей среды.

Расход охлаждающей воды  $G_{\text{В}}$ , кг/с (или м<sup>3</sup>/ч), определяется из уравнения теплового баланса по формуле:

$$G_{\text{В}} = \frac{G_{\Gamma} \cdot c_p \cdot (t_{\text{п.п}} - t_{\text{н.п}}) + G_{\Gamma} \cdot r + G_{\Gamma} \cdot c \cdot (t_s - t_1^{\text{BX}})}{c_{\text{В}} \cdot (t_2^{\text{ВЫХ}} - t_2^{\text{ВХ}})}.
 \tag{1.14}$$

### Определение среднего температурного напора

Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена определяется схемой их взаимного движения и соотношением произведения массовых расходов теплоносителей и их теплоемкостей (водяных эквивалентов)  $W$ , Вт/°С, численная величина которых определяет количество воды, которое по теплоемкости пропорционально теплоемкости массового расхода рассматриваемого теплоносителя в единицу времени:

$$W = G \cdot c_p,
 \tag{1.15}$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с (или м<sup>3</sup>/ч);  
 $c_p$  – теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·°С).

На рисунке .1.1 показан характер изменения температур теплоносителей для прямотока (а, б) и противотока (в, г). По оси абсцисс условно отложена величина площади поверхности теплообмена  $F$ ,  $m^2$ , по оси ординат – температуры теплоносителей. Как видно из рисунка .1.1, в соответствии с уравнением теплового баланса отношение изменений температур теплоносителей обратно пропорционально отношению их массовых расходных теплоемкостей (водяных эквивалентов):

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{W_2}{W_1}. \quad (1.16)$$

На рисунке .1.1 представлены четыре характерные пары кривых изменения температуры вдоль поверхности нагрева, которые получаются в зависимости от того, осуществляется ли прямоток или противоток и  $W_1$  больше или меньше, чем  $W_2$ . Как видно из рисунка .1.1, при прямотоке наибольшая разность температур будет всегда на входе в теплообменник, а наименьшая – на выходе из него. В противоточной схеме место наибольшей и наименьшей разности температур зависит от соотношений водных эквивалентов  $W_1 < W_2$  или  $W_1 > W_2$ , поэтому заранее его определить нельзя.

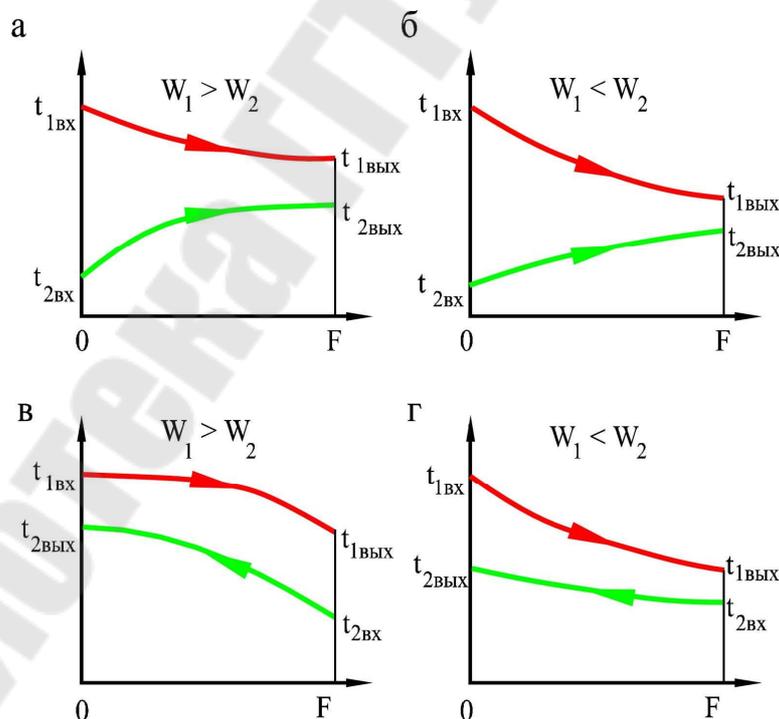


Рис. 1.1. Характер изменения температуры теплоносителей при прямотоке и противотоке в зависимости от соотношения водяных эквивалентов

Если температуры теплоносителей изменяются вдоль поверхности нагрева незначительно ( $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} < 1,8$ , где  $\Delta t_{\text{б}}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  – большая и меньшая разности температур между первичными и вторичными теплоносителями на концах теплообменника, °С), то средний температурный напор  $\Delta t_{\text{ср}}$ , °С, определяется как средний арифметический:

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}), \quad (1.17)$$

во всех остальных случаях – как средний логарифмический:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}})}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}. \quad (1.18)$$

Важное преимущество противотока по сравнению с прямотоком: при одних и тех же начальных и конечных температурах теплоносителей для противотока в большинстве практических случаев получается большая средняя разность температур, что позволяет иметь меньшую поверхность нагрева аппарата при той же производительности. Поэтому противоточную схему движения теплоносителей следует применять во всех случаях, когда этому не препятствуют особенности технологии производства или другие обстоятельства.

### **Определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи**

**Коэффициент теплопередачи  $k$** , Вт/(м<sup>2</sup>·°С), представляет собой количественную расчетную величину, характеризующую сложный теплообмен, которая зависит от коэффициентов теплоотдачи, термического сопротивления стенки и загрязнений.

*Для плоской стенки  $k$  определяется следующим образом:*

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{загр}}}, \quad (1.19)$$

*для цилиндрической системы – по формуле:*

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{нар}}} + R_{\text{загр}}}, \quad (1.20)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$\delta$  – толщина стенки аппарата, м;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°С);

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

$R_{\text{загр}}$  – термическое сопротивление, учитывающее загрязнение (накипь, сажа и пр.) с обеих сторон стенки, м<sup>2</sup>·°С/Вт;

Если теплопроводность слоя загрязнения неизвестна, подсчитывают коэффициент теплопередачи  $k$  для чистой стенки и вводят поправку на ее загрязнение при помощи коэффициента  $\varphi$  использования поверхности теплообмена (для большинства аппаратов  $\varphi = 0,65 - 0,85$ ):

$$k_{\text{расч}} = k_{\text{чист. ст.}} \cdot \varphi. \quad (1.21)$$

**Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$** , Вт/(м<sup>2</sup>·°С), определяется в большинстве случаев из выражения для критерия Нуссельта:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{l}, \quad (1.22)$$

где Nu – безразмерный критерий подобия – критерий Нуссельта;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности того теплоносителя, для которого определяется коэффициент теплоотдачи, Вт/(м·°С);

$l$  – определяющий геометрический размер, м.

**Критерий Нуссельта** определяется в зависимости от характера движения и агрегатного состояния теплоносителей по критериальным уравнениям различного вида. В соответствии с [5] для расчета среднего коэффициента теплоотдачи можно использовать следующие критериальные уравнения:

1. **При турбулентном течении** различных жидкостей внутри труб (кроме жидких металлов) для диапазона чисел Рейнольдса  $Re = 10^4 - 5 \cdot 10^6$ :

$$Nu_{жд} = 0,021 \cdot Re_{жд}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \left( \frac{Pr_{жд}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l; \quad (1.23)$$

2. **Для ламинарного режима течения:**

$$Nu_{жд} = 0,15 \cdot Re_{жд}^{0,33} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \left( Gr_{жд} \cdot Pr_{ж} \right) \left( \frac{Pr_{жд}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l; \quad (1.24)$$

где  $Re_{жд}$  – критерий Рейнольдса, определенный по температуре жидкости при определяющем размере трубы;

$Pr_{ж}$  – критерий Прандтля, определенный по температуре жидкости;  $Pr_c$  – критерий Прандтля, определенный по температуре стенки;

$\varepsilon_l$  – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы: при  $l/d \geq 50$   $\varepsilon_l = 1$ , при  $l/d < 50$  необходимо учитывать влияние начального термического участка; значения  $\varepsilon_l$  в зависимости от числа  $Re$  и отношения  $l/d$  приведены в [7].

**При поперечном обтекании одиночных круглых труб** и когда угол атаки  $\psi$  (угол между направлением движения потока жидкости и осью трубы) равен  $90^\circ$ , средний по периметру коэффициент теплоотдачи определяется из соотношений [15]:

- при  $5 < Re_f < 10^3$

$$Nu_{жд} = 0,5 \cdot Re_{жд}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \left( \frac{Pr_{жд}}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (1.25)$$

- при  $10^3 < Re_f < 2 \cdot 10^5$

$$Nu_{жд} = 0,28 \cdot Re_{жд}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \left( \frac{Pr_{жд}}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (1.26)$$

- при  $3 \cdot 10^5 < Re_f < 2 \cdot 10^6$

$$Nu_{жд} = 0,023 \cdot Re_{жд}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,37} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (1.27)$$

*При поперечном обтекании коридорного пучка труб при  $Re_f > 10^3$*

$$Nu_{жд} = 0,22 \cdot Re_{жд}^{0,65} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (1.28)$$

*При поперечном обтекании шахматного пучка труб при  $Re_f > 10^3$*

$$Nu_{жд} = 0,4 \cdot Re_{жд}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (1.29)$$

*При течении среды в кольцевом канале между гладкими трубками:*

$$Nu_{жд} = 0,017 \cdot Re_{жд}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4} \left( \frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{D}{d_{вн}} \right)^{0,18}. \quad (1.30)$$

### **Определение поверхности теплопередачи**

Величина поверхности теплообмена  $F$ ,  $m^2$ , определяется из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}}, \quad (1.31)$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка аппарата (определяется из теплового баланса), кВт;

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/( $m^2 \cdot ^\circ C$ );

$\Delta t_{ср}$  – средний температурный напор,  $^\circ C$ .

По поверхности теплообмена подбираются теплообменный аппарат и патрубки.

## Определение конструктивных размеров теплообменного аппарата

Содержание конструктивного расчета зависит от особенностей выбранной конструкции аппарата, т.е. от выбора поверхности теплообмена: трубчатая, пластинчатая, спиральная и т.д.

Для кожухотрубчатых аппаратов по поверхности теплообмена  $F$  определяют:

- количество труб, их размещение в трубной решетке;
- диаметр корпуса аппарата;
- число ходов в трубном и межтрубном пространстве;
- размеры входных и выходных патрубков.

Количество труб  $n$ , шт., определяется по формуле:

$$n = \frac{F}{\pi d_{\text{расч}} \cdot l}, \quad (1.32)$$

где  $d_{\text{расч}}$  – расчетный диаметр трубы, м;

при  $\alpha_1 > \alpha_2$   $d_{\text{расч}} = d_{\text{н}}$ ,

при  $\alpha_1 = \alpha_2$   $d_{\text{расч}} = 0,5(d_{\text{н}} + d_{\text{в}})$ ,

при  $\alpha_1 < \alpha_2$   $d_{\text{расч}} = d_{\text{в}}$ ;

$l$  – длина трубы, м (выбирается по ГОСТ 53677-2009).

Трубы в трубных решетках размещаются по вершинам равносторонних треугольников или по сторонам правильных шестиугольников, что одно и то же (ромбическое размещение), и по концентрическим окружностям. Ромбическое размещение при большом количестве трубок дает меньшие размеры трубной решетки.

Количество труб в трубных решетках рассчитывается по выражениям:

$$\begin{aligned} n &= 3a(a-1) + 1; \\ b &= 2a - 1, \end{aligned} \quad (1.33)$$

где  $n$  – общее количество труб;

$a$  – количество труб на стороне наибольшего шестиугольника;

$b$  – количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника.

Шаг труб  $S$ , мм, (расстояние между осями соседних труб) обычно выбирают равным  $(1,3 - 1,5)d_n$ , но не меньше  $d_n + 6$  мм.

Общее количество труб должно быть таким, чтобы  $a$  и  $b$  были целыми числами. Рассчитанное значение общего количества труб  $n$  уточняется по ([12], приложение 2, таблица 5), принимается ближайшее большее значение.

Внутренний диаметр  $D_b$ , мм, корпуса аппарата рассчитывают по следующим формулам:

- для одноходовых аппаратов:

$$D_b = S(b-1) + 4d_n$$

или

$$D_b = 1,1S\sqrt{n};$$
(1.34)

- для многоходовых аппаратов:

$$D_b = 1,1S\sqrt{\frac{n}{\eta}},$$
(1.35)

где  $S$  – шаг труб, мм;

$n$  – число труб, шт.;

$\eta$  – коэффициент заполнения трубной решетки,  $\eta = 0,6 - 0,8$ .

Расчетное значение диаметра  $D_b$  корпуса округляется до ближайшего значения из следующего ряда размеров: 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, приведенного в [6].

Расстояние  $l_1$ , мм, между трубными решетками (активная длина трубок) определяется по формуле:

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_{\text{расч}} \cdot nz},$$
(1.36)

где  $n$  – число трубок в одном ходу, шт.;

$z$  – число ходов, шт.

Длина трубок не должна превышать 6 м. В многоходовых аппаратах рекомендуется выбирать четное число ходов. Если при выборе многоходового теплообменника длина труб получается выше допустимой, необходимо изменить или диаметр, или скорость движения теплоносителя, или обе эти величины.

Полная высота  $H$ , мм, кожухотрубчатого теплообменника складывается из активной длины труб и высоты коллекторов:

$$H = l_1 + 2h, \quad (1.37)$$

где  $h$  – высота коллектора, которую выбирают из конструктивных соображений равной 200 – 400 мм.

Для спирального теплообменника исходными данными для конструктивного расчета являются:

- поверхность теплообмена  $F$ , мм<sup>2</sup>;
- ширина канала  $b$ , мм;
- толщина листов  $\delta$ , мм;
- высота спиралей  $h$ , мм.

Шаг спирали  $S$ , мм, определяется по формуле:

$$S = b + \delta, \quad (1.38)$$

где  $b = 6 - 15$  мм;  
 $\delta = 2 - 8$  мм.

Каждый полувиток спирали строится по радиусам  $r_1$  и  $r_2$ , мм, которые для первых витков равны:

$$r_1 = \frac{d}{2}; \quad r_2 = \frac{d}{2} + S, \quad (1.39)$$

где  $d$  – диаметр первого витка внутренней спирали (выбирается исходя из конструктивных соображений), мм.

Центры, из которых производят построение спиралей, отстоят друг от друга на величину шага спирали  $S$ .

Длина спирали  $l_0$ , мм, при числе витков  $n$  определяется по формуле:

$$l_0 = \pi(d - S)n + 2\pi S n^2. \quad (1.40)$$

Число витков  $n$  спирали определяется по формуле:

$$n = \frac{S - d}{4S} + \sqrt{\frac{S - d}{4S} + \frac{l_0}{2\pi S}}. \quad (1.41)$$

Наружный диаметр  $D$ , мм, спирального теплообменника определяется по формуле:

$$D = d + 2\pi S + \delta. \quad (1.42)$$

Высота спиралей  $h$ , мм, принимается равной 375 – 750 мм.

### Определение диаметров патрубков

Диаметры патрубков  $d$ , м, для входа и выхода теплоносителей в случае использования в качестве теплоносителей пара или газа определяют по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4V_{\text{сек}}}{\pi\omega}}, \quad (1.43)$$

где  $V_{\text{сек}}$  – секундный расход жидкости, пара или газа, м<sup>3</sup>/с;  
 $\omega$  – скорость жидкости, пара или газа, м/с.

Для определения размеров входного и выходного патрубков для воды сначала вычисляют площадь  $F_{\text{пат}}^{\text{в}}$ , м<sup>2</sup>, сечения патрубка по формуле:

$$F_{\text{пат}}^{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\omega_{\text{в}}}, \quad (1.44)$$

где  $G_{\text{в}}$  – объемный расход воды, м<sup>3</sup>/с;  
 $\omega_{\text{в}}$  – скорость воды, м/с,

а затем – диаметр  $d_{\text{пат}}^{\text{в}}$ , м, патрубка по формуле:

$$d_{\text{пат}}^{\text{в}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}^{\text{в}}}{\pi}}, \quad (1.45)$$

Для определения диаметра входного патрубка пара или конденсата задаются скоростью пара или конденсата на входе в патрубок  $\omega$ , м/с, и рассчитывают площадь  $F_{\text{пат}}$ , м<sup>2</sup>, сечения патрубка по формуле:

$$F_{\text{пат}} = \frac{D}{\omega \rho}, \quad (1.46)$$

где  $D$  – массовый расход пара или конденсата, кг/с;

$\rho$  – плотность пара или конденсата при средней температуре пара, кг/м<sup>3</sup>.

Диаметр  $d_{\text{пат}}$ , м, входного патрубка для ввода пара или выхода конденсата определяют по формуле (1.45).

При определении размеров патрубка для откачки воздуха сначала рассчитывают расход  $G_{\text{воз}}$ , кг/с, воздуха по формуле:

$$G_{\text{воз}} = 0,5D_{\text{п}}, \quad (1.47)$$

а затем – площадь  $F_{\text{пат}}^{\text{воз}}$ , м<sup>2</sup>, сечения патрубка по формуле:

$$F_{\text{пат}}^{\text{воз}} = \frac{G_{\text{воз}}}{\omega_{\text{воз}} \rho_{\text{воз}}}, \quad (1.48)$$

где  $\rho_{\text{воз}}$  – плотность воздуха при средней температуре пара, кг/м<sup>3</sup>.

$\omega_{\text{воз}}$  – скорость воздуха, м/с

Диаметр патрубка  $d_{\text{пат}}^{\text{воз}}$ , м, для откачки воздуха определяют по формуле (1.45).

### 1.2.1.2 Гидравлический расчет теплообменных аппаратов [12]

#### Расчет мощности, необходимой для перемещения воды через подогреватель

Расчет позволяет определить количество энергии, затраченной на движение теплоносителей через аппарат. Гидравлическое сопротивление пароводяных теплообменников по межтрубному пространству, как правило, не определяется, так как его значение вследствие небольших скоростей и малой плотности пара мало.

Полный напор  $\Delta P$ , Па, необходимый для движения жидкости или газа через теплообменник, определяется по следующей формуле:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м}} + \sum \Delta P_{\text{у}} + \sum \Delta P_{\text{г}}, \quad (1.49)$$

где  $\sum \Delta P_{\text{тр}}$  – сумма гидравлических потерь на трение, Па;

$\sum \Delta P_{\text{м}}$  – сумма потерь напора в местных сопротивлениях, Па;

$\sum \Delta P_{\text{у}}$  – сумма потерь напора, обусловленных ускорением потока, Па;

$\sum \Delta P_{\text{г}}$  – перепад давления для преодоления гидростатического столба жидкости, Па.

Гидравлические потери на трение  $\Delta P_{\text{тр}}$ , Па, в каналах при продольном омывании пучка труб теплообменного аппарата определяются по формуле:

$$\sum \Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{L \omega^2 \rho}{3d_3}, \quad (1.50)$$

где  $\lambda_{\text{тр}}$  – коэффициент сопротивления трения;

$L$  – суммарная длина трубок, м;

$\omega$  – средняя скорость воды на данном участке, м/с;

$\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$d_3$  – эквивалентный диаметр, равный внутреннему диаметру трубок, м;

Коэффициент сопротивления трения  $\lambda_{\text{тр}}$  для чистых трубок определяется по формуле:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{1}{(1,8 \cdot \ln \text{Re}_{\text{ж}} - 1,5)^2}. \quad (1.51)$$

Гидравлические потери давления в местных сопротивлениях  $\Delta P_{\text{м}}$ , Па, определяются по формуле:

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = \xi \frac{\omega^2 \rho}{2}, \quad (1.52)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, его находят как сумму сопротивлений каждого элемента подогревателя.

Потери давления, обусловленные ускорением потока  $\Delta P_{\text{у}}$ , Па, вследствие изменения объема теплоносителя при постоянном сечении канала, определяются по формуле:

$$\sum \Delta P_{\text{у}} = \omega_{\text{вых}} \rho_{\text{вых}} - \omega_{\text{вх}} \rho_{\text{вх}}, \quad (1.53)$$

где  $\rho_{\text{вых}}$  и  $\rho_{\text{вх}}$  – плотности теплоносителя в выходном и входном сечениях потока соответственно, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_{\text{вых}}$  и  $\omega_{\text{вх}}$  – скорости теплоносителя в выходном и входном сечениях потока соответственно, м/с.

Для капельных жидкостей потери давления  $\Delta P_{\text{у}}$  ничтожно малы, поэтому в расчет они не принимаются. В этом случае  $\Delta P_{\text{у}} = 0$ .

Если подогреватель не сообщается с окружающей средой, то перепад давления для преодоления гидростатического столба жидкости  $\Delta P_{\text{г}} = 0$ .

Мощность  $N$ , кВт, необходимая для перемещения воды через подогреватель, определяется по формуле:

$$N = \frac{G_{\text{в}} \Delta P}{1000 \eta}, \quad (1.54)$$

где  $G_{\text{в}}$  – объемный расход воды, м<sup>3</sup>/с;

$\eta$  – коэффициент полезного действия насоса.

## **2 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И СТРУКТУРЕ ОТЧЕТОВ ПО ПРАКТИЧЕСКИМ РАБОТАМ**

Отчеты по практическим работам должны быть оформлены на одной стороне листа писчей нелинованной бумаги потребительского формата (ГОСТ 6656-76) или формата А4 (ГОСТ 2.301-68) чернилами синего или черного цвета в соответствии с требованиями «Инструкции по подготовке и оформлению дипломных проектов, курсовых проектов и работ», утвержденной на кафедре «Металлургия и технологии обработки материалов».

### **Структура отчета:**

1. Титульный лист (пример оформления – в «Инструкции по подготовке и оформлению дипломных проектов, курсовых проектов и работ»).

2. Цель работы.

3. Основная расчетная часть

Структура основной части и последовательность расчетов должны соответствовать методике расчета, представленной в теоретической части данного практикума. При оформлении расчетов сначала необходимо записывать формулу и пояснения к ней, а потом (на отдельной строке) – расчет по формуле. Результаты расчетов должны сопровождаться обязательным указанием единиц измерения в соответствии с системой СИ. При необходимости, расчеты могут поясняться графиками, рисунками и таблицами.

4. Вывод по результатам расчета.

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

### РАСЧЕТ ВОДО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

**Цель работы:** изучение методик и получение практических навыков расчета водо-водяного теплообменного аппарата типа «труба в трубе».

#### 1.1 Материально-технические средства, необходимые для выполнения работы

Перед выполнением расчетной части работы слушатели должны получить у преподавателя печатные или электронные варианты следующих источников информации:

1. ГОСТ 25449-82 «Теплообменники водо-водяные и пароводяные. Типы, основные параметры и размеры».
2. Теплотехнический справочник / под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1976. – Т.2.

#### 1.2 Индивидуальное задание и методические рекомендации для выполнения работы

В соответствии с исходными данными, приведенными в таблице 1.1, и методикой расчета, описанной в теоретической части практикума, выполнить проектный тепловой расчет водо-водяного теплообменного аппарата типа «труба в трубе».

В ходе расчета следует определить площадь поверхности нагрева и число секций противоточного теплообменного аппарата.

Для определения физических свойств (плотность, теплоемкость, теплопроводность, кинематическая вязкость, критерий Прандтля) греющего и нагреваемого теплоносителей использовать [14].

При необходимости, использовать пример расчета водо-водяного теплообменного аппарата типа «труба в трубе», приведенный в [11, 12].

Таблица 1.1

**Исходные данные для расчета водо-водяного теплообменного аппарата типа «труба в трубе»**

Номер варианта	Коэффициент теплопроводности стальной трубы $\lambda_{ст}$ , Вт/(м·°С)	Длина одной секции $l$ , м	Температура греющей воды на входе $t_{ж1}^{вх}$ , °С	Температура греющей воды на выходе $t_{ж1}^{вых}$ , °С	Греющая вода движется по внутренней стальной трубе диаметром $d_2 / d_1$ , мм	Температура нагреваемой воды на входе $t_{ж2}^{вх}$ , °С	Температура греющей воды на выходе $t_{ж2}^{вых}$ , °С	Диаметр внешней трубы $D_2 / D_1$ , мм	Количество передаваемой теплоты $Q$ , кВт
1	51	4	125	75	38 / 34	20	60	57 / 51	100
2	50	3,5	120	70	37 / 33	19	58	76 / 71	105
3	50,5	4	128	77	36 / 32	18	59	89 / 81	110
4	51,5	3	130	80	39 / 35	21	62	108 / 102	103
5	51,8	2,5	127	76	35 / 31	17	59	57 / 51	99
6	52	3,5	126	75,5	40 / 36	20	58	76 / 71	102
7	52,5	2,5	125	74	38 / 34	18	60	89 / 81	111
8	49,5	4	119	69	37 / 33	19	61	108 / 102	107
9	49	3	124	73	36 / 32	17	56	57 / 51	98
10	48	1,5	123	72	39 / 35	20	58	76 / 71	96
11	48,5	3,5	125	76	35 / 31	21	63	89 / 81	101
12	53	2	121	71	40 / 36	22	63	108 / 102	112
13	53,5	4	127	76,5	38 / 34	18	55	57 / 51	95
14	51	3	128	77,5	37 / 33	17	59	76 / 71	100
15	51,5	2,5	126	75	36 / 32	19	58	89 / 81	104
16	52	3,5	125	76	39 / 35	20	61	108 / 102	102
17	52,5	2	124	74	35 / 31	22	63	57 / 51	103
18	51,7	2,5	120	69	40 / 36	21	59	76 / 71	98
19	51,8	4	122	71	38 / 34	19	57	89 / 81	96
20	51,3	3	123	72,5	37 / 33	18	60	108 / 102	100
21	51,1	3,5	126	76,5	36 / 32	17	59	57 / 51	109
22	51,2	2,5	129	79	39 / 35	21	62	76 / 71	107
23	50,8	3	128	78	35 / 31	22	62	89 / 81	108
24	50,9	3,5	127	77	40 / 36	20	59	108 / 102	101
25	50,7	4	124	74	38 / 34	20	61	89 / 81	98

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

### РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТИПА

**Цель работы:** изучение методик и получение практических навыков выполнения проектного (теплового и гидравлического) расчета теплообменного аппарата кожухотрубчатого типа.

#### 1.1 Материально-технические средства, необходимые для выполнения работы

Перед выполнением расчетной части работы слушатели должны получить у преподавателя печатные или электронные варианты следующих источников информации:

1. ГОСТ 31842-2012 (ISO 16812:2007) «Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования».
2. Теплотехнический справочник / под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1976. – Т.2.

#### 1.2 Индивидуальное задание и методические рекомендации для выполнения работы

В соответствии с исходными данными, приведенными в таблице 1.1, и методикой расчета, описанной в теоретической части практикума, необходимо выполнить проектный тепловой и гидравлический расчеты вертикального пароводяного подогревателя, предназначенного для подогрева воды системы отопления в отапливаемых производственных помещениях металлургических предприятий.

Для определения физических свойств (плотность, теплоемкость, теплопроводность, кинематическая вязкость, коэффициент кинематической вязкости, коэффициент теплопроводности, критерий Прандтля) греющего и нагреваемого теплоносителей использовать [14].

Температурный напор определить графоаналитическим методом.

При необходимости, использовать пример расчета теплообменного аппарата кожухотрубчатого типа, приведенный в [11, 12].

Таблица 1.1

**Исходные данные для расчета теплообменного аппарата  
кожухотрубчатого типа**

Но- мер вари- анта	Давле- ние во- ды $P_B$ , МПа	Темпера- тура воды на входе $t_B^{вх}$ , °С	Темпера- тура воды на выходе $t_B^{вых}$ , °С	Расход воды $G_B$ , м <sup>3</sup> /ч	Давление греющего пара $P_{п}$ , МПа	Темпера- тура греющего пара $t_{п}$ , °С
1	0,148	21	87	213	0,56	185
2	0,145	19	85	210	0,55	180
3	0,143	20	86	212	0,54	181
4	0,147	22	89	220	0,57	186
5	0,146	17	84	218	0,59	179
6	0,149	18	85	217	0,56	180
7	0,15	20	87	216	0,57	184
8	0,142	21	88	214	0,58	185
9	0,145	22	89	211	0,54	187
10	0,146	17	83	220	0,53	178
11	0,149	18	84	218	0,52	179
12	0,15	22	88	215	0,56	188
13	0,148	21	87	213	0,57	187
14	0,147	20	87	214	0,58	185
15	0,146	18	85	219	0,59	184
16	0,145	19	86	217	0,53	185
17	0,148	22	90	216	0,51	189
18	0,147	23	91	211	0,52	187
19	0,149	16	83	208	0,54	175
20	0,146	18	85	205	0,55	177
21	0,148	19	86	210	0,56	180
22	0,145	20	86	211	0,57	182
23	0,15	21	87	220	0,56	185
24	0,144	19	85	219	0,52	184
25	0,142	18	83	214	0,54	182

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

### РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПА

**Цель работы:** изучение методики и получение практических навыков расчета теплообменного аппарата пластинчатого типа.

#### 1.1 Материально-технические средства, необходимые для выполнения работы

Перед выполнением расчетной части работы слушатели должны получить у преподавателя печатные или электронные варианты следующих источников информации:

1. ГОСТ ISO 15547-1-2016 «Промышленность нефтяная, нефтехимическая и газовая. Теплообменники пластинчатого типа. Часть 1. Пластинчатые и рамочные теплообменники».
2. ГОСТ ISO 15547-2-2016 «Промышленность нефтяная, нефтехимическая и газовая. Теплообменники пластинчатого типа. Часть 2. Теплообменники паяные алюминиевые с пластинчатым оребрением».
3. ГОСТ 15518-87 Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры.
4. Теплотехнический справочник / под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1976. – Т.2.

#### 1.2 Индивидуальное задание и методические рекомендации для выполнения работы

В соответствии с исходными данными, приведенными в таблице 1.1, и методикой расчета, описанной в теоретической части практикума, необходимо выполнить проектный расчет разборного теплообменного аппарата пластинчатого типа для подогрева минерального масла МК конденсирующимся водяным паром.

В ходе выполнения работы необходимо выполнить тепловой расчет подогревателя, компоновочный расчет с уточнением рабочей поверхности теплообменного аппарата и гидромеханический расчет теплообменного аппарата пластинчатого типа.

Для определения физических свойств (плотность, теплоемкость, теплопроводность, кинематическая вязкость, критерий Прандтля, теплота парообразования) теплоносителей использовать [14].

При необходимости, использовать пример расчета теплообменного аппарата пластинчатого типа, приведенный в [11, 12].

Таблица 1.1

**Исходные данные для расчета теплообменного аппарата пластинчатого типа**

Номер варианта	Давление на стороне масла $P_m$ , МПа	Температура масла на входе $t_{m, вх}$ , °С	Температура масла на выходе $t_{m, вых}$ , °С	Располагаемый расход пара $D$ , кг/с	Температура греющего пара $t_{пг}$ , °С	Температура конденсации $t_{кд}$ , °С	Давление пара в конденсаторе $P_k$ , МПа	Располагаемый напор на стороне масла $\Delta P$ , кПа
1	0,6	30	90	1,39	143	133	0,3	100
2	0,5	25	83	1,38	140	131	0,3	102
3	0,52	27	88	1,40	145	136	0,3	105
4	0,53	31	90	1,35	150	139	0,3	108
5	0,59	26	87	1,44	143	134	0,3	103
6	0,58	32	91	1,42	152	140	0,3	101
7	0,54	27	87	1,37	147	136	0,3	110
8	0,55	29	89	1,36	150	140	0,3	104
9	0,51	28	89	1,43	149	140	0,3	106
10	0,54	30	90	1,42	155	143	0,3	108
11	0,57	35	92	1,4	157	145	0,3	100
12	0,56	27	87	1,38	144	134	0,3	109
13	0,59	31	91	1,36	150	142	0,3	110
14	0,51	33	92	1,37	148	139	0,3	102
15	0,6	34	93	1,39	158	145	0,3	107
16	0,59	33	92	1,41	157	146	0,3	105
17	0,51	32	91	1,44	156	146	0,3	104
18	0,53	27	88	1,42	149	140	0,3	100
19	0,52	31	90	1,38	147	140	0,3	103
20	0,57	29	89	1,35	146	135	0,3	108
21	0,58	30	90	1,41	147	136	0,3	109
22	0,6	35	92	1,4	156	145	0,3	100
23	0,54	25	84	1,44	144	137	0,3	104
24	0,52	26	85	1,39	148	136	0,3	106
25	0,6	29	89	1,38	157	145	0,3	102

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4

### РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА СПИРАЛЬНОГО ТИПА

**Цель работы:** изучение методики и получение практических навыков расчета теплообменного аппарата спирального типа.

#### 1.1 Материально-технические средства, необходимые для выполнения работы

Перед выполнением расчетной части работы слушатели должны получить у преподавателя печатные или электронные варианты следующих источников информации:

1. ГОСТ ISO 12211-2016 «Промышленность нефтяная, нефтехимическая и газовая. Теплообменники со спиральными пластинами».
2. Теплотехнический справочник / под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1976. – Т.2.

#### 1.2 Индивидуальное задание и методические рекомендации для выполнения работы

В соответствии с исходными данными, приведенными в таблице 1.1, и методикой расчета, описанной в теоретической части практикума, необходимо выполнить проектный расчет теплообменного аппарата спирального типа для охлаждения вещества в соответствии с вариантом индивидуального задания.

В ходе выполнения работы необходимо выполнить тепловой расчет охладителя с определением геометрических размеров и выбором конкретной модели теплообменного аппарата, а также гидромеханический расчет охладителя.

Для определения физических свойств (плотность, теплоемкость, теплопроводность, кинематическая вязкость, критерий Прандтля) теплоносителей использовать [14].

При необходимости, использовать пример расчета теплообменного аппарата спирального типа, приведенный в [11, 12].

Таблица 1.1

**Исходные данные для расчета теплообменного аппарата  
спирального типа**

Номер варианта	Охлаждаемый раствор вещества	Количество раствора $G_p$ , т/ч	Начальная температура раствора $t_1$ , °C	Конечная температура раствора $t_2$ , °C	Температура охлаждающей воды на входе в аппарат $t_3$ , °C	Температура охлаждающей воды на выходе из аппарата $t_4$ , °C
1	Кальций хлористый, 25 %	27	85	40	16	38
2	Толуол	28	84	39	17	39
3	Уксусная кислота	29	83	38	18	40
4	Бензол	30	82	37	19	41
5	Метиловый спирт, 40 %	31	81	36	20	42
6	Этиловый спирт, 40 %	32	80	35	21	43
7	Сероуглерод	33	79	34	22	44
8	Глицерин, 50%	34	78	33	23	45
9	Бутиловый спирт	35	77	32	24	46
10	Октан	36	76	31	25	37
11	Метиловый спирт, 20 %	29	83	39	20	40
12	Этиловый спирт, 20 %	33	80	37	16	39
13	Вода	27	79	31	15	41
14	Ацетон	32	76	40	22	38
15	Соляная кислота, 30 %	31	85	36	17	44
16	Уксусная кислота	36	80	38	21	46
17	4-хлористый углерод	35	82	32	25	42
18	Изопропиловый спирт	28	78	33	18	38
19	Серная кислота	29	76	30	19	39
20	Метиловый спирт, 100 %	32	81	39	23	41
21	Этиловый спирт, 100 %	35	83	36	24	40
22	Диэтиловый спирт	31	85	35	25	45
23	М-ксилол	30	80	33	18	43
24	Этиловый спирт, 80 %	34	77	40	16	40
25	Этиловый спирт, 60 %	28	79	37	22	39

## ЛИТЕРАТУРА

1. Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры: ГОСТ 15518-87. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1999. – 32 с.

2. Бакластов, А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменников: учеб. пособие для вузов / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма. Под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.

3. Бобарикин, Ю.Л. Инструкция по подготовке и оформлению дипломных проектов, курсовых проектов и работ для студентов специальностей 1-36 01 05, 1-36 01 08, 1-36 02 01, 1-42 01 01 / Ю.Л. Бобарикин. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2022. – 56 с.

4. Карапузова, Н.Ю. Теплообменное оборудование предприятий / Н.Ю. Карапузова, В.М. Фокин; М-во образования и науки Росс. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2012. – 68 с.

5. Михеев, М.А. Основы теплопередачи: учеб. для вузов / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Бастет, 2010. – 344 с.

6. Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования: ГОСТ 31842-2012 (ISO 16812:2007). – Введ. РБ 01.02.2016. – Минск: ФГУП “ВНИИНМАШ”, 2016. – 40 с.

7. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочная серия: в 4 кн. / под общей ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина – 4-е изд., стер. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. 632 с.

8. Промышленность нефтяная, нефтехимическая и газовая. Теплообменники со спиральными пластинами: ГОСТ ISO 12211-2016. – Введ. РБ 01.08.2019. – Минск: АО “Информационно-аналитический центр нефти и газа”, 2019. – 44 с.

9. Промышленность нефтяная, нефтехимическая и газовая. Теплообменники пластинчатого типа. Часть 1. Пластинчатые и рамочные теплообменники: ГОСТ ISO 15547-1-2016. – Введ. РБ 01.06.2019. – Минск: АО “Информационно-аналитический центр нефти и газа”. – 28 с.

10. Промышленность нефтяная, нефтехимическая и газовая. Теплообменники пластинчатого типа. Часть 2. Теплообменники паяные алюминиевые с пластинчатым оребрением: ГОСТ ISO 15547-2-2016. –

Введ. РБ 01.08.2019. – Минск: АО “Информационно-аналитический центр нефти и газа”. – 32 с.

11. Промышленные теплообменные процессы и установки: учебник для вузов / А.М. Бакластов [и др.]; под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.

12. Расчет теплообменных аппаратов [Электронный ресурс]: методические указания к курсовому и дипломному проектированию / М-во образования и науки РФ, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т; сост. Н.Ю. Карапузова, В.М. Фокин. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2013. – 68 с. – Учебное электронное издание комбинированного распространения. – Официальный сайт Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Режим доступа: <http://www.vgasu.ru/publishing/on-line/> (<https://vgasu.ru/attachments/karapuzova-01.pdf>)

13. Теплообменники водо-водяные и пароводяные. Типы, основные параметры и размеры: ГОСТ 25449-82. – Введ. РБ 17.12.1992. – М.: Министерство энергетического машиностроения СССР, 1983. – 4 с.

14. Теплотехнический справочник / под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1976. – Т.2. – 896 с.

15. Фокин, В.М. Теплообмен: учебное пособие / В.М. Фокин, Н.М. Веселова; Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2007. – 108 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Теоретические сведения .....	4
1 Методика расчета теплообменных аппаратов.....	4
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1 .....	25
Расчет водо-водяного теплообменного аппарата типа «труба в трубе».....	25
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2.....	27
Расчет теплообменного Аппарата кожухотрубчатого типа ...	27
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3 .....	29
Расчет теплообменного аппарата пластинчатого типа .....	29
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4.....	31
Расчет теплообменного аппарата спирального типа .....	31
Литература.....	33

# **ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**Практикум  
для слушателей специальности переподготовки  
1-42 01 71 «Металлургическое  
производство и материалобработка»  
заочной формы обучения**

**Составитель Целуева Светлана Николаевна**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 15.02.23.

Рег. № 97Е.  
<http://www.gstu.by>