

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова

# **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА**

Методические указания к выполнению курсовой работы  
для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров  
13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

Белгород  
2018

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова

Кафедра энергетики теплотехнологии

Утверждено  
научно-методическим советом  
университета

# **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА**

Методические указания к выполнению курсовой работы  
для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров  
13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

Белгород  
2018

УДК 658.512.26

ББК 31.368

P24

Составитель доц. А.В. Губарев,

Рецензент канд техн. наук, доц. С.Б. Булгаков

**Расчет и конструирование теплообменного аппарата:**  
P24 методические указания к выполнению курсовой работы / сост.  
А.В. Губарев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2018. – 56 с.

В данном издании освещены вопросы конструирования теплообменного оборудования. Рассмотрены методики проведения теплового конструктивного расчета кожухотрубного теплообменного аппарата и определения толщин элементов теплообменника, исходя из условий прочности. Методические указания содержат справочные материалы, необходимые для проведения расчета, а также рекомендации по их выбору. Приведены примеры теплового конструктивного расчета и расчета толщин корпуса и трубных досок кожухотрубного теплообменного аппарата.

Методические указания предназначены для выполнения курсовой работы студентами направления подготовки бакалавриата 13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника по дисциплине «Основы конструирования теплотехнического оборудования».

Издание публикуется в авторской редакции.

УДК 658.512.26

ББК 31.368

© Белгородский государственный  
технологический университет  
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2018

## Введение

Целью преподавания дисциплины «Основы конструирования теплотехнического оборудования» является приобретение студентами первичной конструкторской подготовки, необходимой для постановки и решения задач по проектированию, производству, испытаниям, ремонту и модернизации теплотехнологических высокопроизводительных и энергосберегающих агрегатов в промышленности строительных материалов, а также в энергетике, черной и цветной металлургии, химической и других отраслях промышленности.

Назначением выполнения курсовой работы является изучение студентами методик, а также приобретение навыков теплового конструктивного и компоновочного расчетов кожухотрубного теплообменника, а также прочностного расчета его элементов, оформления конструкторской документации.

Исходными данными для выполнения курсовой работы являются конструктивные признаки теплообменного аппарата, виды, фазовое состояние и параметры (давление, а также начальная и конечная температуры) протекающих в нем теплоносителей.

В задачу расчета входят определение средних температур, расходов и скоростей теплоносителей, компоновочный расчет теплообменника, а также расчет толщин трубных досок, обечаек и днищ теплообменного аппарата, исходя из условий прочности. По итогам расчета производится определение поверхности теплообмена в теплообменнике, конструктивных и геометрических характеристик теплообменника или его секций.

Расчет завершается составлением расчетно-пояснительной записки и выполнением графической части.

Расчетно-пояснительная записка (РПЗ) оформляется на листах формата А4 (с одной стороны листа). Она должна содержать:

- сведения о студенте, выполняющем работу: фамилия, инициалы, группа;
- задание на курсовую работу, подписанное студентом и преподавателем;
- введение;
- определение расходов и средних температур теплоносителей;
- определение скоростей и компоновочный расчет теплообменника;
- определение коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена;
- расчет номинальной расчетной толщины стенки корпуса теплообменного аппарата;

- расчет толщины трубных досок теплообменного аппарата;
- выводы и заключение.

В записке даются краткие указания, обоснования и соответствующие пояснения по выбираемым величинам, помещаются сводные таблицы данных расчета. Во введении дается характеристика объекта – описание назначения теплообменного аппарата, его устройства, параметров и схемы движения теплоносителей в нем. В заключении приводятся основные результаты расчетов, а также формулируются выводы и предложения, например, по выбору оборудования.

*Графическая часть* представляет собой один лист формата А1, на котором изображается разрез теплообменного аппарата или его секции.

Отметка о допуске работы к защите получается при предъявлении преподавателю оформленной расчетно-пояснительной записки и графической части (согласно заданию на выполнение курсовой работы).

Защита работы происходит в форме беседы с преподавателем, в ходе которой проверяется знание студентом назначения и методики выполненных расчетов, способность анализировать результаты, полученные в ходе расчетов.

## 1. Определение расходов и температур теплоносителей в кожухотрубном теплообменнике

Расчет выполняется в следующей последовательности.

1. В зависимости от имеющихся исходных данных определяются тепловая производительность аппарата, расходы теплоносителей или значения температуры теплоносителей на входе в аппарат или на выходе из него. Для этой цели используется уравнение теплового баланса

$$Q_{\text{затр}} \eta = Q_{\text{пол}}, \quad (1.1)$$

где  $Q_{\text{затр}}$  – количество теплоты, отдаваемое в единицу времени греющим теплоносителем в теплообменнике, Вт;  $Q_{\text{пол}}$  – тепловая производительность аппарата, т.е. количество теплоты, получаемое в единицу времени нагреваемым теплоносителем, Вт;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Значение коэффициента  $\eta$  для рекуперативных теплообменников непрерывного действия составляет

$$\eta = 0,97 \dots 0,99.$$

Количество теплоты, получаемое в единицу времени нагреваемым теплоносителем или отдаваемое в единицу времени греющим теплоносителем, может быть определено по одной из формул, Вт:

– если теплоноситель – жидкость, и он не меняет своего агрегатного состояния в результате теплопередачи, то может быть использована формула

$$Q = Gc(t_6 - t_m); \quad (1.2)$$

– если теплоноситель – пар, газ, или он меняет свое агрегатное состояние в результате теплопередачи, то используется формула

$$Q = G(i_6 - i_m), \quad (1.3)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $c$  – средняя удельная изобарная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $t_6$  – большая температура теплоносителя (конечная для нагреваемого или начальная для греющего), °С;  $t_m$  – меньшая температура теплоносителя (начальная для нагреваемого или конечная для греющего), °С;  $i_6$  – большая удельная энтальпия теплоносителя, Дж/кг;  $i_m$  – меньшая удельная энтальпия теплоносителя Дж/кг.

Если производится расчет теплообменника, теплоносителем в котором является вода, ее средняя удельная изобарная теплоемкость в расчетных диапазонах температур с достаточной для учебных расчетов точностью может быть принята равной  $c = 4,19$  кДж/(кг·К).

2. Определяется средний температурный напор в теплообменнике. В случае прямоточной или противоточной схемы движения теплоносителей он чаще всего определяется как среднелогарифмический, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (1.4)$$

где  $\Delta t_6$  – разность температур теплоносителей на том конце теплообменника, где она больше (большая разность температур), К;  $\Delta t_m$  – разность температур теплоносителей на том конце теплообменника, где она меньше (меньшая разность температур), К.

В том случае, когда отношение  $\Delta t_6/\Delta t_m \leq 1,7$ , средний температурный напор с достаточной точностью может быть определен как среднеарифметический, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \quad (1.5)$$

Для схем, отличных от чистого прямотока и противотока, температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}, \quad (1.6)$$

где  $\Delta t_{\text{прт}}$  – температурный напор для случая противотока, К;  $\psi$  – коэффициент пересчета от противоточной схемы к более сложной.

Для различных схем тока теплоносителей коэффициент  $\psi$  (или  $\epsilon_{\Delta t}$ ) определяется по номограммам (см. рис. 1.1). В указанных номограммах используются вспомогательные величины, определяемые по формулам

$$P = \frac{t_2^{\text{к}} - t_2^{\text{н}}}{t_1^{\text{н}} - t_2^{\text{н}}}; \quad (1.7)$$

$$R = \frac{t_1^{\text{н}} - t_1^{\text{к}}}{t_2^{\text{к}} - t_2^{\text{н}}}, \quad (1.8)$$

где  $t_1^{\text{н}}$ ,  $t_1^{\text{к}}$  – начальная и конечная температура греющего теплоносителя, °С;  $t_2^{\text{н}}$ ,  $t_2^{\text{к}}$  – начальная и конечная температура нагреваемого теплоносителя, °С.

Если выполняется условие  $\Delta t_{\text{прм}} \geq 0,92\Delta t_{\text{прт}}$  ( $\Delta t_{\text{прм}}$  – температурный напор для случая прямотока), то температурный напор для любой сложной схемы включения может быть приближенно оценен по зависимости, К

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}})/2. \quad (1.9)$$

При числе ходов, превышающем четыре, перекрестноточные поверхности нагрева могут рассматриваться как противо- или прямоточные.

В случае, когда один из теплоносителей изменяет свое агрегатное состояние, направление тока теплоносителей не имеет значения.

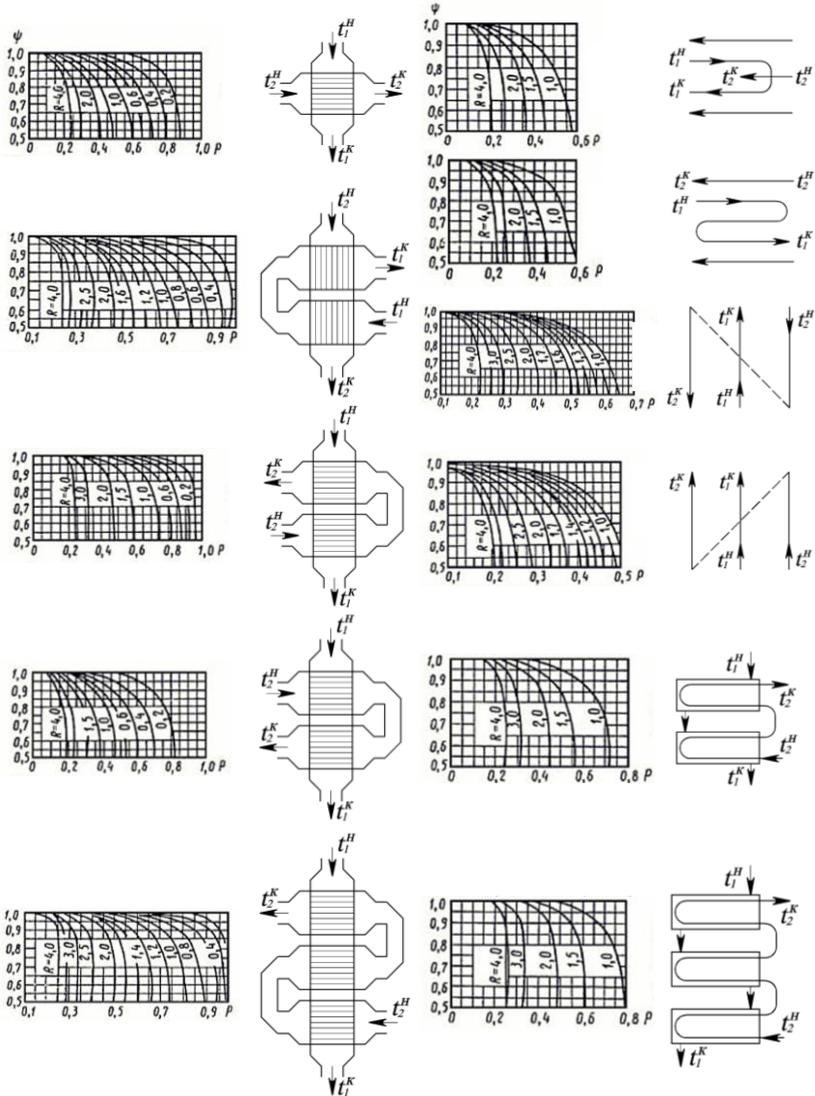


Рис. 1.1. Коэффициент  $\psi$  для различных схем течения теплоносителей в теплообменнике

3. Определяются средние температуры теплоносителей.

Чаще всего средняя температура теплоносителя с наименьшей разностью между значениями его температуры на концах теплообменника, при условии, что эта разность не превышает 300 °С, определяется как среднеарифметическая, °С

$$t = (t^H + t^K) / 2, \quad (1.10)$$

где  $t^H, t^K$  – начальная и конечная температуры теплоносителя, °С.

Средняя температура другого теплоносителя при этом определяется из выражения

$$\Delta t = t_1 - t_2, \quad (1.11)$$

где  $\Delta t$  – средний температурный напор, К;  $t_1$  – средняя температура греющего теплоносителя, °С;  $t_2$  – средняя температура нагреваемого теплоносителя, °С.

### Пример 1

Тепловая производительность кожухотрубного теплообменного аппарата составляет 2000 кВт. В указанном теплообменнике за счет охлаждения протекающей в межтрубном пространстве воды от 140 до 100 °С происходит нагрев протекающей внутри труб воды от 15 до 75 °С. В теплообменнике организована противоточная схема взаимного движения теплоносителей. Коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, равен 0,98. Определите расходы и средние температуры греющего и нагреваемого теплоносителей.

#### Решение

1. Определяется количество теплоты, отдаваемое греющим теплоносителем в теплообменнике, кВт

$$Q_{\text{затр}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{\eta},$$

где  $Q_{\text{пол}}$  – тепловая производительность теплообменного аппарата, кВт;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Согласно заданию,  $Q_{\text{пол}} = 2000$  кВт;  $\eta = 0,98$ .

Количество теплоты, отдаваемое греющим теплоносителем в теплообменнике,

$$Q_{\text{затр}} = \frac{2000}{0,98} = 2041 \text{ кВт.}$$

Определяется массовый расход греющего теплоносителя, кг/с

$$G_1 = \frac{Q_{\text{затр}}}{c(t_1^H - t_1^K)},$$

где  $c$  – средняя удельная изобарная теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·К);  $t_1^H$ ,  $t_1^K$  – начальная и конечная температуры греющего теплоносителя, °С.

Средняя удельная изобарная теплоемкость воды принята

$$c = 4,19 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Согласно заданию,  $t_1^H = 140$  °С;  $t_1^K = 100$  °С.

Массовый расход греющего теплоносителя

$$G_1 = \frac{2041}{4,19 \cdot (140 - 100)} = 12,18 \text{ кг/с}.$$

Определяется массовый расход нагреваемого теплоносителя, кг/с

$$G_2 = \frac{Q_{\text{пол}}}{c(t_2^K - t_2^H)},$$

где  $t_2^H$ ,  $t_2^K$  – начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя, °С.

Согласно заданию,  $t_2^H = 15$  °С;  $t_2^K = 75$  °С.

Массовый расход нагреваемого теплоносителя

$$G_2 = \frac{2000}{4,19 \cdot (75 - 15)} = 7,96 \text{ кг/с}.$$

2. Определяется средний температурный напор в теплообменнике. Так как в теплообменном аппарате организована противоточная схема движения теплоносителей, перепады температур на концах теплообменника составят (см. рис. 1.2):

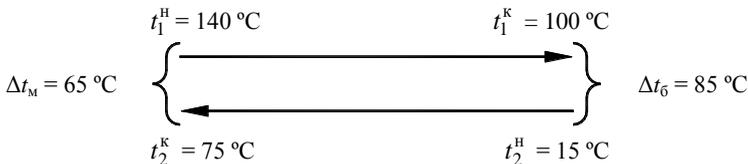


Рис. 1.2. Температурная схема теплообменника

Так как отношение  $\Delta t_6 / \Delta t_M = 85/65 = 1,31 \leq 1,7$ , то с достаточной степенью точности для определения среднего температурного напора используется формула

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2} = \frac{85 + 65}{2} = 75 \text{ К}.$$

3. Определяются средние температуры теплоносителей. Так как температура греющего теплоносителя изменяется на меньшую величину, чем температура нагреваемого теплоносителя, и этот перепад

температур не превышает 300 °С, средняя температура греющего теплоносителя определяется как среднеарифметическая

$$t_1 = \frac{t_1^H + t_1^K}{2} = \frac{140 + 100}{2} = 120 \text{ °С.}$$

Средняя температура нагреваемого теплоносителя

$$t_2 = t_1 - \Delta t = 120 - 75 = 45 \text{ °С.}$$

## 2. Определение скоростей и компоновочный расчет кожухотрубного теплообменника

Площадь живого сечения для прохода теплоносителей и некоторые другие конструктивные характеристики теплообменных аппаратов (например, диаметр и количество труб, схема их размещения в трубной решетке, шаги труб, диаметр кожуха, число секций теплообменника подключаемых параллельно для протекания данного теплоносителя) определяются исходя из условий обеспечения рекомендуемых значений скоростей для теплоносителей, а также выбора элементов теплообменников (например, труб, кожухов) из рекомендуемых сортовентов.

При этом для расчета площади живого сечения для прохода теплоносителя и для проверки значения скорости его движения используется формула

$$G = \rho v f = v f / v, \quad (2.1)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $\rho$  – плотность теплоносителя при средней его температуре, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  – удельный объем теплоносителя при средней его температуре, м<sup>3</sup>/кг;  $v$  – средняя скорость теплоносителя, м/с;  $f$  – площадь живого сечения для прохода теплоносителя, м<sup>2</sup>.

Рекомендуемые значения средней скорости для различных теплоносителей приведены в табл. 2.1

Количество труб, необходимое для обеспечения принятой скорости теплоносителя, протекающего в трубном пространстве

$$n = \frac{f_{\text{тр}}}{f_{1\text{т}}} = \frac{4f_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{в}}^2}, \quad (2.2)$$

где  $f_{\text{тр}}$  – площадь живого сечения для прохода теплоносителя внутри труб, м<sup>2</sup>;  $f_{1\text{т}}$  – площадь живого сечения для прохода теплоносителя внутри одной трубы, м<sup>2</sup>;  $d_{\text{в}}$  – внутренний диаметр труб, м.

Рекомендуемый сортамент труб для использования в кожухотрубных теплообменниках (наружный диаметр  $d_{\text{н}}$  × толщина стенки  $\delta$ ), мм: 16×1,5; 16×2,0; 20×2,0; 25×2,0; 25×2,5; 38×2,0.

Таблица 2.1

**Рекомендуемые значения средней скорости среды  
в теплообменном аппарате**

Среда	Скорость $v$ , м/с
Вода, бензин, керосин	0,5...3,0
Масла, растворы солей	0,2...1,0
Газы при атмосферном давлении:	
– запыленные	6,0...10,0
– незапыленные	12,0...16,0
Газы под давлением	до 15,0...30,0
Пар:	
– насыщенный	30,0...50,0
– перегретый	30,0...75,0

Если движение теплоносителя организовано в несколько ходов, то для определения общего количества труб, размещаемых в теплообменнике, количество труб для одного хода умножают на число ходов  $z$

$$n_{\Sigma} = nz. \quad (2.3)$$

Существует три наиболее распространенных способа размещения труб в трубных решетках кожухотрубных теплообменников (рис. 2.1): по сторонам шестиугольников (по вершинам равносторонних треугольников); по концентрическим окружностям; коридорное (по вершинам квадратов).

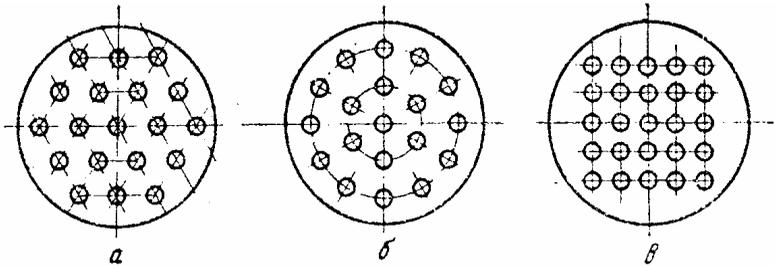


Рис. 2.1. Схемы расположения труб в трубном пучке:

$a$  – по сторонам шестиугольников;  $b$  – по концентрическим окружностям;  
 $в$  – коридорное

Расстояние между осями труб (шаг труб) выбирают в зависимости от способа крепления труб в трубной решетке и от наружного диаметра труб  $d_n$ :

– при развальцовке  $s = (1,3...1,6)d_n$ ;

– при сварке  $s = 1,25d_n$ ,

но при этом шаг между трубами не должен быть менее

$$s = d_{\text{н}} + 0,006 \text{ м.}$$

При размещении труб по сторонам шестиугольников количество труб в теплообменнике определяется по формуле

$$n = 3a(a+1)+1, \quad (2.4)$$

где  $a$  – количество шестиугольников.

Таким образом, рассчитав предварительно число труб в теплообменнике, можно определить количество шестиугольников

$$a = \frac{\sqrt{12n-3}-3}{6}, \quad (2.5)$$

а также количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника

$$b = 2a + 1. \quad (2.6)$$

Внутренний диаметр корпуса аппарата, м:

– одноходового

$$D_{\text{в}} = 1,1s\sqrt{n}; \quad (2.7)$$

– многоходового

$$D_{\text{в}} = 1,1s\sqrt{\frac{n}{\eta}}, \quad (2.8)$$

где  $\eta$  – коэффициент заполнения трубной решетки (обычно равен  $\eta = 0,6 \dots 0,8$ ).

Расчетное значение внутреннего диаметра кожуха округляется до ближайшего из следующего ряда, мм: 400; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600; 2800; 3000; 3200; 3400; 3600; 3800; 4000.

Цилиндрические кожухи аппаратов можно изготавливать из стальных труб наружным диаметром 102; 108; 133; 159; 219; 273; 325; 377; 426; 480; 530; 720; 820; 920; 1020 мм.

Площадь живого сечения межтрубного пространства определяется по одной из формул, м<sup>2</sup>:

– при отсутствии сегментных перегородок

$$f_{\text{мт}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{в}}^2 - n d_{\text{н}}^2 z_{\text{мт}}); \quad (2.9)$$

– при наличии сегментных перегородок

$$f_{\text{мт}} = h(l_{\text{с.х.}} - n_{\text{с.х.}} d_{\text{н}}), \quad (2.10)$$

где  $z_{\text{мт}}$  – число ходов в межтрубном пространстве;  $h$  – расстояние между сегментными перегородками, м;  $l_{\text{с.х.}}$  – средняя хорда (рис. 2.2), м;  $n_{\text{с.х.}}$  – количество труб, расположенных на средней хорде.

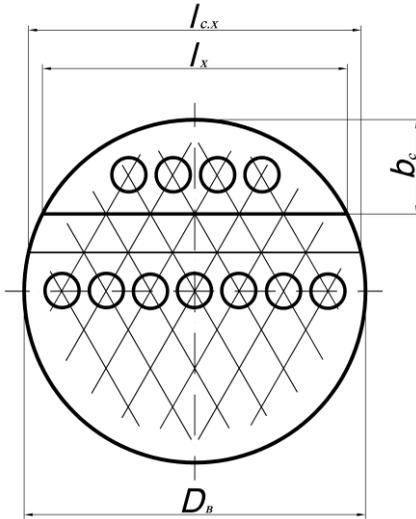


Рис. 2.2. К определению площади живого сечения межтрубного пространства кожухотрубного теплообменника с сегментными перегородками

Средняя хорда рассчитывается по формуле, м

$$l_{c.x.} = \frac{l_x + D_B}{2}, \quad (2.11)$$

где  $l_x$  – длина хорды, являющейся краем сегментной перегородки (см. рис. 2.2), м.

Длина хорды может быть определена по формуле, м

$$l_x = \sqrt{D_B^2 - (D_B - 2b_c)^2}, \quad (2.12)$$

где  $b_c$  – стрелка сегментного выреза в перегородке, м.

Для расчета теплоотдачи от стенок труб теплоносителю, протекающему в межтрубном пространстве, необходимо определить эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м

$$d_3 = \frac{4f_{MT}}{\chi}, \quad (2.13)$$

где  $\chi$  – смоченный периметр межтрубного пространства, м.

Смоченный периметр межтрубного пространства определяется по одной из формул, м:

– при отсутствии сегментных перегородок

$$\chi = \pi(D_B + nd_{H,z_{MT}}); \quad (2.14)$$

– при наличии сегментных перегородок

$$\chi = 2[h(n_{c.x.} + 1) + l_{c.x.} - n_{c.x.}d_H]. \quad (2.15)$$

**Пример 2**

В кожухотрубном водо-водяном теплообменнике греющий теплоноситель протекает в межтрубном пространстве, а нагреваемый – в трубном. Массовый расход греющей воды составляет 12 кг/с, а нагреваемой воды – 8 кг/с. Определите скорости теплоносителей, приняв, что значения их плотности одинаковы и равны  $1000 \text{ кг/м}^3$ . Произведите компоновочный расчет указанного теплообменника.

*Решение*

1. Предварительно принимается скорость нагреваемого теплоносителя

$$v_2 = 2 \text{ м/с.} \quad [\text{табл. 2.1}]$$

2. Определяется расчетная площадь живого сечения трубного пространства,  $\text{м}^2$

$$f_{\text{тр}} = \frac{G_2}{\rho_2 v_2},$$

где  $G_2$  – массовый расход нагреваемой воды, кг/с;  $\rho_2$  – плотность нагреваемой воды,  $\text{кг/м}^3$ .

Согласно заданию,  $G_2 = 8 \text{ кг/с}$ ;  $\rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

Расчетная площадь живого сечения трубного пространства

$$f_{\text{тр}} = \frac{8}{1000 \cdot 2} = 0,004 \text{ м}^2.$$

3. Из рекомендуемого сортамента выбран диаметр труб поверхностей нагрева  $d_{\text{н}} \times \delta = 20 \times 2,0 \text{ мм}$ .

Внутренний диаметр труб составит

$$d_{\text{в}} = d_{\text{н}} - 2\delta = 20 - 2 \cdot 2 = 16 \text{ мм} = 0,016 \text{ м}.$$

4. Количество труб, необходимое для обеспечения принятой скорости нагреваемого теплоносителя

$$n = \frac{4f_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 0,016^2} = 19,9,$$

Количество труб округляется до целого числа. По компоновочным соображениям целесообразно округлить количество труб до  $n = 19$ .

5. Уточнение скорости нагреваемого теплоносителя

$$v_2 = \frac{4G_2}{\pi d_{\text{в}}^2 n \rho_2} = \frac{4 \cdot 8}{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 19 \cdot 1000} \approx 2,1 \text{ м/с}.$$

6. Принят вариант крепления труб в трубной решетке развальцовкой и размещения труб по сторонам равносторонних треугольников.

Определяется шаг труб:

– исходя из условий крепления труб в трубной решетке

$$s = 1,3d_{\text{н}} = 1,3 \cdot 20 = 26 \text{ мм} = 0,026 \text{ м};$$

– исходя из требований к минимальному шагу труб в трубной решетке  
 $s = d_{\text{н}} + 6 = 20 + 6 = 26 \text{ мм} = 0,026 \text{ м}$ .

Таким образом, шаг труб принят  $s = 0,026 \text{ м}$ .

7. Количество шестиугольников, по сторонам которых размещаются трубы в трубной решетке теплообменника

$$a = \frac{\sqrt{12n-3}-3}{6} = \frac{\sqrt{12 \cdot 19-3}-3}{6} = 2.$$

8. Число труб на диагонали большего шестиугольника

$$b = 2a + 1 = 2 \cdot 2 + 1 = 5.$$

9. Расчетный внутренний диаметр корпуса теплообменника

$$D'_{\text{в}} = 1,1s\sqrt{n} = 1,1 \cdot 0,026\sqrt{19} = 0,125 \text{ м}.$$

10. Предварительно принято, что кожух изготавливается из стальной трубы наружным диаметром  $D_{\text{н}} = 159 \text{ мм}$ , толщиной стенки  $S_{\text{к}} = 7 \text{ мм}$ . В таком случае фактический внутренний диаметр корпуса теплообменного аппарата составит

$$D_{\text{в}} = D_{\text{н}} - 2S_{\text{к}} = 159 - 2 \cdot 7 = 145 \text{ мм} = 0,145 \text{ м}.$$

11. Определяется площадь живого сечения межтрубного пространства,  $\text{м}^2$

$$f_{\text{мт}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{в}}^2 - nd_{\text{н}}^2 z_{\text{мт}}),$$

где  $z_{\text{мт}}$  – число ходов в межтрубном пространстве.

Предварительно принято, что в межтрубном пространстве отсутствуют перегородки. В таком случае число ходов в межтрубном пространстве  $z_{\text{мт}} = 1$ .

Площадь живого сечения межтрубного пространства

$$f_{\text{мт}} = \frac{3,14}{4} (0,145^2 - 19 \cdot 0,02^2 \cdot 1) = 0,0105 \text{ м}^2.$$

12. Определяется скорость греющего теплоносителя,  $\text{м/с}$

$$v_1 = \frac{G_1}{f_{\text{мт}} \rho_1},$$

где  $G_1$  – массовый расход греющей воды,  $\text{кг/с}$ ;  $\rho_1$  – плотность греющей воды,  $\text{кг/м}^3$ .

Согласно заданию,  $G_1 = 12 \text{ кг/с}$ ;  $\rho_1 = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

Скорость греющего теплоносителя

$$v_1 = \frac{12}{0,0105 \cdot 1000} \approx 1,14 \text{ м/с}.$$

Поскольку значение скорости воды находится в рекомендуемых пределах [табл. 2.1], использование сегментных перегородок в тепло-

обменном аппарате не представляется целесообразным, так как это усложнит конструкцию теплообменника и увеличит гидравлическое сопротивление протеканию воды в межтрубном пространстве.

13. Смоченный периметр

$$\chi = \pi(D_b + nd_{н,z_{\text{мг}}}) = 3,14 \cdot (0,145 + 19 \cdot 0,02 \cdot 1) = 1,65 \text{ м.}$$

14. Эквивалентный диаметр межтрубного пространства теплообменника

$$d_3 = \frac{4f_{\text{мг}}}{\chi} = \frac{4 \cdot 0,0105}{1,65} = 0,0255 \text{ м.}$$

### 3. Определение коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена

1. При известных параметрах теплоносителей (давлении и средней температуре) необходимо, воспользовавшись справочными таблицами (см. прил. I), определить их плотность  $\rho$  или удельный объем  $v$ , динамическую  $\mu$  или кинематическую  $\nu$  вязкость, коэффициент теплопроводности  $\lambda$ , критерий Прандтля  $Pr$ .

2. Определяются режимы течения греющего и нагреваемого теплоносителей. С этой целью для каждого из теплоносителей необходимо определить значение критерия Рейнольдса по формуле

$$Re_i = \frac{\rho_i v_i d}{\mu_i} = \frac{v_i d}{\nu_i}, \quad (3.1)$$

где  $d$  – определяющий линейный размер, м.

При расчете водо-водяных кожухотрубных теплообменников в качестве определяющего линейного размера принимается: для теплоносителя, протекающего внутри труб – внутренний диаметр труб; для теплоносителя, протекающего в межтрубном пространстве – эквивалентный диаметр межтрубного пространства.

3. Определяются коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя поверхности теплообмена и от поверхности теплообмена нагреваемому теплоносителю,  $Вт/(м^2 \cdot K)$

$$\alpha_i = \frac{Nu_i \cdot \lambda_i}{d}, \quad (3.2)$$

где  $Nu_i$  – критерий Нуссельта соответствующего теплоносителя.

При расчете коэффициентов теплоотдачи важным является знание условий теплообмена (режим течения теплоносителя) и состояния теплопередающих сред. На практике для определения коэффициентов теплоотдачи используются критериальные зависимости, применимые для заданных условий.

Теплообмен при развитом турбулентном движении жидкости ( $Re > 10^4$ ) в трубах и в прямолинейных каналах некруглого сечения может быть описан уравнением

$$Nu = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (3.3)$$

где  $Pr_{ст}$  – критерий Прандтля теплоносителя при температуре стенки;  $\varepsilon_l$  – поправка, учитывающая изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

При проектировании теплообменников для нагреваемых жидкостей можно с достаточной точностью принимать соотношение

$$(Pr_2/Pr_{ст})^{0,25} = 1,$$

а для охлаждающихся жидкостей – соотношение

$$(Pr_1/Pr_{ст})^{0,25} = 0,93.$$

Для труб и каналов с отношением длины  $l$  к определяющему размеру  $d$ , равным или превышающим 50 ( $l/d \geq 50$ ), поправочный коэффициент  $\varepsilon_l = 1$ . Значения коэффициента  $\varepsilon_l$  при  $l/d < 50$  для различных величин числа Рейнольдса приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

**Значения коэффициента  $\varepsilon_l$**

Re	$l/d$							
	1	2	5	10	15	20	30	40
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01

При поперечном обтекании пучка гладких труб и значении критерия Рейнольдса  $Re > 10^3$  теплообмен описывается следующими уравнениями:

– для коридорных пучков

$$Nu = 0,22Re^{0,65}Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_\varphi, \quad (3.4)$$

– для шахматных пучков

$$Nu = 0,4Re^{0,6}Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_\varphi, \quad (3.5)$$

где  $\varepsilon_\varphi$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние угла атаки  $\varphi$  (угол между направлением движения потока и осями омываемых этим потоком труб).

Значения поправочного коэффициента  $\varepsilon_\phi$  приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

**Значения коэффициента  $\varepsilon_\phi$**

$\phi$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_\phi$	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Применительно к кожухотрубным теплообменникам с поперечными перегородками, учитывая, что теплоноситель в межтрубном пространстве лишь часть пути движется поперек труб и при угле атаки, меньшем  $90^\circ$ , а, кроме того, он может протекать через щели между перегородками и кожухом или трубами, коэффициент  $\varepsilon_\phi$  принимается равным  $\varepsilon_\phi = 0,6$

4. Определяется коэффициент теплопередачи. Коэффициент теплопередачи поверхности нагрева трубчатых, пластинчатых, спиральных теплообменных аппаратов может быть рассчитан по формуле для плоской стенки, Вт/( $m^2 \cdot K$ )

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{загр}1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{загр}2} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.6)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя поверхности теплообмена и от поверхности теплообмена нагреваемому теплоносителю, Вт/( $m^2 \cdot K$ );  $\delta$  – толщина стенки поверхности нагрева, м;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/( $m \cdot K$ );  $R_{\text{загр}1}, R_{\text{загр}2}$  – термическое сопротивление загрязнений поверхности нагрева со стороны каждого теплоносителя, ( $m^2 \cdot K$ )/Вт.

Для изготовления поверхностей нагрева рекуперативных теплообменников чаще всего используются трубы из черной стали или латуни. Теплопроводность стали принимается  $\lambda_{\text{ст}} = 58$  Вт/( $m \cdot K$ ), а латуни  $\lambda_{\text{ст}} = 105$  Вт/( $m \cdot K$ ).

Ориентировочные значения термических сопротивлений различных загрязнений могут быть определены из табл. 3.3.

5. Из уравнения теплопередачи определяется площадь поверхности теплообмена аппарата,  $m^2$

$$F = \frac{Q_{\text{загр}}}{k \Delta t}. \quad (3.7)$$

6. Определяется длина труб, необходимая для обеспечения заданных параметров теплоносителей, м

$$l = \frac{F}{\pi d_p n}, \quad (3.8)$$

где  $d_p$  – определяющий размер теплообменной поверхности, м.

Таблица 3.3

**Ориентировочные значения термических сопротивлений  
различных загрязнений на стенках каналов теплообменников**

Теплоноситель и загрязнение	$R_{\text{загр}} \cdot 10^3$ , ( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )/Вт	Теплоноситель и загрязнение	$R_{\text{загр}} \cdot 10^3$ , ( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )/Вт
Пары: – воды – органических жидкостей – хладагентов	0,09	Органические жидкости	0,20...0,35
		Нефть	0,29
	0,11	Масла	0,35
	0,10	Мазут	0,50
Вода: – речная – оборотная – морская	0,17...0,35	Загрязнения в виде твердых веществ при толщине слоя 0,5 мм: – накипь – ржавчина – гипс – известь	0,33 0,50 0,83 0,42
	0,18...0,23		
	0,21...0,53		

Выбор определяющего размера  $d_p$  теплообменной поверхности (например, диаметра труб) зависит от соотношения коэффициентов теплоотдачи от греющего теплоносителя поверхности нагрева  $\alpha_{гр}$  и от поверхности нагрева нагреваемого теплоносителю  $\alpha_{наг}$  (см. табл. 3.4).

Таблица 3.4

**К выбору определяющего размера  $d_p$**

Соотношение коэффициентов теплоотдачи	Рекомендации к выбору $d_p$ *
$\alpha_{гр} \gg \alpha_{наг}$	$d_p = d_{наг}$
$\alpha_{гр} \approx \alpha_{наг}$	$d_p = d_{ср} = 0,5(d_{гр} + d_{наг})$
$\alpha_{гр} \ll \alpha_{наг}$	$d_p = d_{гр}$

\*  $d_{гр}$  – размер поверхности нагрева (например, диаметр трубы) со стороны греющего теплоносителя;  $d_{наг}$  – размер поверхности нагрева (например, диаметр трубы) со стороны нагреваемого теплоносителя

Длину теплообменных труб рекомендуется принимать 1; 1,5; 2; 3; 4; 6; 9 м, причем, если площадь поверхности теплообмена не превышает  $300 \text{ м}^2$ , длина труб должна быть не более 4 м.

**Пример 3**

Количество теплоты, отдаваемое в единицу времени греющим теплоносителем в кожухотрубном водо-водяном теплообменнике, составляет 2250 кВт. Греющий теплоноситель протекает в межтрубном пространстве со скоростью 1 м/с, а нагреваемый – в трубном – со скоростью 2 м/с. Параметры греющей воды: средняя температура  $120 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

давление 2 МПа, а нагреваемой воды: средняя температура 45 °С, давление 0,4 МПа. Конструктивные характеристики аппарата: диаметр теплообменных труб 20×2,0 мм, количество труб 19, эквивалентный диаметр межтрубного пространства 25,5 мм. На внутренней и на наружной поверхностях труб наличествуют загрязнения в виде накипи толщиной 0,25 мм и ржавчины толщиной 0,1 мм. Определите площадь поверхности теплообмена аппарата, а также длину труб, необходимую для обеспечения заданных параметров теплоносителей.

### Решение

1. Параметры греющего теплоносителя при  $t_1 = 120$  °С,  $p_1 = 2$  МПа [прил. 1]:

- удельный объем  $v_1 = 0,0010593$  м<sup>3</sup>/кг;
- динамическая вязкость  $\mu_1 = 0,0002325$  Па·с;
- коэффициент теплопроводности  $\lambda_1 = 0,6847$  Вт/(м·К);
- критерий Прандтля  $Pr_1 = 1,44$ .

2. Определяется критерий Рейнольдса греющего теплоносителя

$$Re_1 = \rho_1 v_1 d_3 / \mu_1 ,$$

где  $\rho_1$  – плотность греющего теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $v_1$  – скорость греющего теплоносителя, м/с;  $d_3$  – эквивалентный диаметр межтрубного пространства теплообменника, м.

Плотность греющего теплоносителя равна

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,0010593} = 944 \text{ кг/м}^3.$$

Согласно заданию скорость греющего теплоносителя  $v_1 = 1$  м/с, а эквивалентный диаметр межтрубного пространства теплообменника  $d_3 = 25,5$  мм = 0,0255 м.

Критерий Рейнольдса греющего теплоносителя

$$Re_1 = \frac{944 \cdot 1 \cdot 0,0255}{0,0002325} = 103535 .$$

3. Критерий Нуссельта греющего теплоносителя определяется для случая продольного омывания труб

$$Nu_1 = 0,021 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pr_1}{Pr_{ст1}} \right)^{0,25} \varepsilon_l ,$$

где  $Pr_{ст1}$  – критерий Прандтля греющего теплоносителя при температуре стенки;  $\varepsilon_l$  – поправка, учитывающая изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

Для охлаждающихся жидкостей можно с достаточной точностью принять соотношение

$$(\text{Pr}_1/\text{Pr}_{\text{ст}1})^{0,25} = 0,93.$$

Отношение длины  $l$  к эквивалентному диаметру  $d_3$  межтрубного пространства принято с последующим уточнением равным или превышающим 50 ( $l/d_3 \geq 50$ ). В этом случае поправка  $\varepsilon_l = 1$ .

Критерий Нуссельта греющего теплоносителя

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot 103535^{0,8} \cdot 1,44^{0,43} \cdot 0,93 \cdot 1 = 234,9.$$

4. Коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя поверхности теплообмена

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{234,9 \cdot 0,6847}{0,0255} = 6307 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 6,307 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5. Параметры нагреваемого теплоносителя при  $t_2 = 45$  °С,  $p_2 = 0,4$  МПа [прил. 1]:

- удельный объем  $\nu_2 = 0,0010099 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;
- динамическая вязкость  $\mu_2 = 0,0006001 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
- коэффициент теплопроводности  $\lambda_2 = 0,6348 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;
- критерий Прандтля  $\text{Pr}_2 = 3,96$ .

6. Определяется критерий Рейнольдса нагреваемого теплоносителя

$$\text{Re}_2 = \frac{\rho_2 \nu_2 d_b}{\mu_2},$$

где  $\rho_2$  – плотность нагреваемого теплоносителя,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\nu_2$  – скорость нагреваемого теплоносителя,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $d_b$  – внутренний диаметр труб,  $\text{м}$ .

Плотность нагреваемого теплоносителя равна

$$\rho_2 = \frac{1}{\nu_2} = \frac{1}{0,0010099} = 990 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Согласно заданию скорость нагреваемого теплоносителя  $\nu_2 = 2 \text{ м}/\text{с}$ , а внутренний диаметр труб  $d_b = 16 \text{ мм} = 0,016 \text{ м}$ .

Критерий Рейнольдса нагреваемого теплоносителя

$$\text{Re}_2 = \frac{990 \cdot 2 \cdot 0,016}{0,0006001} = 52791.$$

7. Критерий Нуссельта нагреваемого теплоносителя, протекающего в трубах

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}2}} \right)^{0,25} \varepsilon_l,$$

где  $\text{Pr}_{\text{ст}2}$  – критерий Прандтля нагреваемого теплоносителя при температуре стенки;  $\varepsilon_l$  – поправка, учитывающая изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

Для нагреваемых жидкостей можно с достаточной точностью принять соотношение

$$(\text{Pr}_1/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} = 1.$$

Отношение длины  $l$  к эквивалентному диаметру  $d_3$  межтрубного пространства принято с последующим уточнением равным или превышающим 50 ( $l/d_3 \geq 50$ ). В этом случае поправка  $\varepsilon_l = 1$ .

Критерий Нуссельта нагреваемого теплоносителя

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot 52791^{0,8} \cdot 3,96^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 = 227,7.$$

8. Коэффициент теплоотдачи от поверхности теплообмена нагреваемому теплоносителю

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_b} = \frac{227,7 \cdot 0,6348}{0,016} = 9034 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 9,034 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

9. Коэффициент теплопередачи поверхности нагрева рассчитывается по формуле,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{загр}1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{загр}2} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.6)$$

где  $\delta$  – толщина стенки поверхности нагрева, м;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $R_{\text{загр}1}$ ,  $R_{\text{загр}2}$  – термическое сопротивление загрязнений поверхности нагрева со стороны каждого теплоносителя,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

В рассчитываемом теплообменном аппарате с учетом рабочего давления в качестве материала труб принята сталь Ст. 3. Теплопроводность стали принимается  $\lambda_{\text{ст}} = 58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) = 0,058 \text{ кВт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Загрязнения труб при толщине их слоя 0,5 мм определяют следующие значения термических сопротивлений на стенках каналов теплообменников [табл. 3.3]:

– накипь:  $R = 0,33 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{кВт}$ ;

– ржавчина:  $R = 0,50 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{кВт}$ .

В связи с этим, термическое сопротивление загрязнений с наружной стороны теплообменных труб принимается

$$R_{\text{загр}1} = 0,33 \cdot \frac{0,25}{0,5} + 0,5 \cdot \frac{0,1}{0,5} = 0,265 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{кВт},$$

а термическое сопротивление загрязнений с внутренней стороны теплообменных труб

$$R_{\text{загр}2} = 0,33 \cdot \frac{0,25}{0,5} + 0,5 \cdot \frac{0,1}{0,5} = 0,265 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{кВт},$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{6,307} + 0,265 + \frac{0,002}{0,058} + 0,265 + \frac{1}{9,034}} \approx 1,2 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

10. Средний температурный напор в теплообменнике может быть определен по формуле, К

$$\Delta t = t_1 - t_2, \quad (1.11)$$

где  $t_1, t_2$  – средние температуры, соответственно, греющего и нагреваемого теплоносителей, °С.

Согласно заданию, средняя температура греющего теплоносителя равна  $t_1 = 120$  °С, а нагреваемого –  $t_2 = 45$  °С.

В таком случае средний температурный напор в теплообменнике

$$\Delta t = 120 - 45 = 75 \text{ К.}$$

11. Площадь поверхности теплообмена аппарата определяется по формуле, м<sup>2</sup>

$$F = \frac{Q_{\text{затр}}}{k\Delta t},$$

где  $Q_{\text{затр}}$  – количество теплоты, отбираемой в единицу времени от греющего теплоносителя, кВт.

Согласно заданию, от греющего теплоносителя в единицу времени отбирается  $Q_{\text{затр}} 2250$  кВт.

Площадь поверхности теплообмена аппарата

$$F = \frac{2250}{1,2 \cdot 75} = 25 \text{ м}^2.$$

12. Определяется длина труб, необходимая для обеспечения заданных параметров теплоносителей, м

$$l = \frac{F}{\pi d_p n},$$

где  $d_p$  – определяющий размер теплообменной поверхности, м,  $n$  – количество труб в теплообменнике.

Так как значения коэффициентов теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей сопоставимы между собой, то в качестве определяющего размера теплообменной поверхности выбран средний диаметр труб

$$d_p = d_{\text{ср}} = \frac{d_n + d_v}{2} = \frac{20 + 16}{2} = 18 \text{ мм} = 0,018 \text{ м.}$$

Согласно заданию, количество труб в теплообменнике  $n = 19$ .

$$l = \frac{25}{3,14 \cdot 0,018 \cdot 19} = 23,3 \text{ м.}$$

Так как площадь поверхности теплообмена не превышает  $300 \text{ м}^2$ , длина труб должна быть не более 4 м.

С некоторым запасом по поверхности теплообмена и с учетом рекомендаций по выбору длин труб поверхности теплообмена принято

решение установить  $n_{\text{секц}} = 8$  секций теплообменника с трубками длиной 3 м. Поверхность теплообмена при этом получится равной

$$F = \pi d_p \ln n_{\text{секц}} = 3,14 \cdot 0,018 \cdot 3 \cdot 19 \cdot 8 = 25,8 \text{ м}^2.$$

#### 4. Определение толщины стенки корпуса теплообменного аппарата

Определение номинальной расчетной толщины стенки обечаек, работающих под внутренним давлением  $p$ , производится по следующей методике.

1. Определяется коэффициент снижения прочности  $\phi$ . Коэффициент  $\phi$  учитывает ослабление конструкции при наличии сварных швов или неукрепленных отверстий.

Неукрепленными считаются отверстия под развальцовку труб, под резьбу, а также отверстия, уплотняемые любыми затворами. Укрепление отверстий осуществляется штуцером, втулкой, накладкой и бобышкой, привариваемыми к укрепляемой стенке, утолщением укрепляемой стенки, а также совместным действием каких-либо двух из перечисленных укреплений.

При наличии в стенке обечайки единичных неукрепленных отверстий, расположенных по одной образующей (не по продольному шву) в качестве расчетного значения коэффициента снижения прочности  $\phi$  принимается меньшее из значений коэффициента снижения прочности за счет ослабления неукрепленными отверстиями  $\phi_0$  и коэффициента снижения прочности за счет наличия сварного шва  $\phi_{\text{ш}}$ .

Коэффициент снижения прочности за счет единичных неукрепленных отверстий разного диаметра в обечайке, расположенных по одной образующей, определяется по формуле

$$\phi_0 = \frac{L - \sum d}{L}, \quad (4.1)$$

где  $L$  – длина (высота) цилиндрической обечайки, м;  $\sum d$  – максимальная суммарная величина всех неукрепленных отверстий по одной образующей, м.

Коэффициент снижения прочности за счет наличия сварного шва принимается, согласно рекомендациям табл. 4.1.

2. Определяется допускаемое напряжение материала обечайки. Допускаемые напряжения для углеродистых и низколегированных сталей приведены в табл. 4.2. За расчетную температуру принимают наибольшее значение температуры стенки, но не ниже 20 °С.

3. Расчетная толщина стенки корпуса определяется по одной из формул, м:

– при базовом (гарантированном предприятием-изготовителем) внутреннем диаметре  $D_B$

$$S_R = \frac{pD_B}{2\varphi[\sigma] - p}; \quad (4.2)$$

– при базовом наружном диаметре  $D_H$

$$S_R = \frac{pD_H}{2\varphi[\sigma] + p}, \quad (4.3)$$

где  $p$  – расчетное давление в аппарате (избыточное), МПа.

Таблица 4.1

**Коэффициенты прочности сварных швов  $\varphi_{ш}$**

Вид сварного шва	Значения $\varphi$ при длине контролируемых швов, % общей длины	
	100	10...50
Стыковой или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполняемый автоматической и полуавтоматической сваркой	1,00	0,90
Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполняемый вручную	1,00	0,90
Стыковой, доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую к основному металлу	0,90	0,80
Втавр с конструктивным зазором свариваемых деталей	0,80	0,65
Стыковой, выполняемый автоматической и полуавтоматической сваркой с одной стороны с флюсовой или керамической подкладкой	0,90	0,80
Стыковой, выполняемый вручную с одной стороны	0,90	0,65

4. Определяется эксплуатационная прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии и эрозии, мм

$$c_1 = c_{11} + c_{12}, \quad (4.4)$$

где  $c_{11}$  – прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии, мм;  
 $c_{12}$  – прибавка, компенсирующая потери металла от эрозии, мм.

Прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии, может быть определена по формуле, мм

$$c_{11} = \Pi \tau_a, \quad (4.5)$$

где  $\Pi$  – проницаемость материала стенки при заданных условиях технологического процесса, мм/год;  $\tau_a$  – амортизационный срок службы аппарата, количество лет.

Таблица 4.2

**Допускаемые напряжения для углеродистых  
и низколегированных сталей**

Расчетная температура, °С	Допускаемые напряжения $[\sigma]$ , МПа, для сталей марок								
	ВСт3		09Г2С, 16ГС		20, 20К		10	10Г2, 09Г2	17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	Толщина стенки, мм					до 160			
	до 20	свыше 20	до 32	свыше 32					
20	154	140	196	183	147	130	180	183	
100	149	134	177	160	142	125	160	160	
150	145	131	171	154	139	122	154	154	
200	142	126	165	148	136	118	148	148	
250	131	120	162	145	132	112	145	145	
300	115	108	151	134	119	100	134	134	
350	105	98	140	123	106	88	123	123	
375	93	93	133	116	98	82	108	116	
400	85	85	122	105	92	77	92	105	
410	81	81	104	104	86	75	86	104	
420	75	75	92	92	80	72	80	92	
430	71*	71*	86	86	75	68	75	86	
440	–	–	78	78	67	60	67	78	
450	–	–	71	71	61	53	61	71	
460	–	–	64	64	55	47	55	64	
470	–	–	56	56	49	42	49	56	
480	–	–	53	53	46**	37	46**	53	

\* Для расчетной температуры стенки 425 °С.

\*\* Для расчетной температуры стенки 475 °С.

Обычно при конструировании теплообменных аппаратов довольствуются стойкими в данной среде материалами, проницаемость которых не превышает 0,1 мм/год.

Расчетный срок службы аппарата, если это специально не оговорено в техническом задании, принимается 10...15 лет.

Прибавка на эрозию или другое механическое воздействие среды на детали в теплообменных аппаратах рекомендуется учитывать в тех случаях, когда имеет место движение среды в аппарате со значительными скоростями (для жидкостей – более 20 м/с, для газов и паров – более 100 м/с), при наличии в движущейся среде абразивных твердых частиц, а также при ударном действии среды на деталь. Во всех пере-

численных случаях величина прибавки принимается на основании опытных данных с учетом срока службы детали аппарата.

При двустороннем контакте с коррозионной и/или эрозионной средой прибавку  $c_1$  необходимо соответственно увеличивать.

5. Определяется прибавка  $c_2$ , компенсирующая минусовое отклонение (утонение) толщины стенки корпуса при штамповке или гибке обечаек. Значение этой прибавки следует определять по предельному минусовому отклонению толщины стенки, установленному стандартами или техническими условиями на полуфабрикаты. Для прямых труб и обечаек, подвергающихся на предприятии-изготовителе механической обработке,  $c_2 = 0$ .

6. Определяется технологическая прибавка  $c_3$ , учитывающая искажение правильной геометрической формы при гибке. Значение этой прибавки должно определяться технологией изготовления детали и принимается по техническим условиям на изделие. Для прямолинейных участков труб и круговых цилиндров, а также для деталей, деформирование которых при изготовлении не приводит к ослаблению стенки заготовки  $c_3 = 0$ .

7. Определяется прибавка к расчетной толщине стенки, мм

$$c = c_1 + c_2 + c_3 . \quad (4.6)$$

Полученное значение округляется таким образом, чтобы получить ближайшую большую фактическую толщину стенки по сортаменту. При этом необходимо учитывать минимально допустимые величины прибавок, регламентируемые для сосудов и аппаратов различного назначения. Так, для теплообменных аппаратов паротурбинных установок значение прибавки  $c$  не должно быть менее 4 мм, а для жаровых труб котлов – 2 мм.

8. Определяется толщина стенки обечайки с учетом прибавок, мм

$$S_{\kappa} = S_R + c . \quad (4.7)$$

9. Приведенные формулы применимы при отношении толщины стенки к диаметру:

– для обечаек и труб при  $D \geq 200$  мм

$$\frac{S_{\kappa} - c}{D} \leq 0,1 ; \quad (4.8)$$

– для обечаек и труб при  $D < 200$  мм

$$\frac{S_{\kappa} - c}{D} \leq 0,3 . \quad (4.9)$$

То есть, после определения толщины стенки корпуса производится проверка выполнения соответствующего условия (4.8) или (4.9).

10. При необходимости определяется максимально допустимое избыточное рабочее давление в аппарате, МПа

$$P_{\max} = \frac{2\varphi[\sigma](S_{\kappa} - c)}{D_{\text{в}} + S_{\kappa} - c}. \quad (4.10)$$

#### Пример 4

Избыточное давление в межтрубном пространстве водо-водяного кожухотрубного теплообменника составляет 2 МПа. Температура воды на входе в межтрубное пространство составляет 140 °С, а на выходе из него 100 °С. Корпус теплообменника выполнен из бесшовной трубы наружным диаметром 159 мм. Материал трубы – сталь 20. В корпусе теплообменника для подвода теплоносителя в межтрубное пространство и отвода теплоносителя из него имеется два отверстия диаметром 69 мм каждое. Подвод теплоносителя в межтрубное пространство и отвод теплоносителя из него осуществляется посредством штуцеров диаметром 76×3,5 мм, приваренных к корпусу. Определите толщину стенок корпуса теплообменника. Произведите проверку применимости расчетных формул.

#### Решение

1. Определяется коэффициент снижения прочности  $\varphi$ .

Поскольку корпус теплообменного аппарата выполнен из бесшовной трубы, коэффициент снижения прочности за счет наличия сварного шва равен  $\varphi_{\text{ш}} = 1$ .

В корпусе имеется два отверстия, но каждое из них укреплено штуцером, приваренным к стенке корпуса. То есть неукрепленные отверстия в корпусе отсутствуют, и коэффициент снижения прочности за счет ослабления неукрепленными отверстиями равен  $\varphi_0 = 1$ .

Таким образом, коэффициент снижения прочности  $\varphi = 1$ .

2. Определяется допускаемое напряжение материала обечайки. В качестве расчетной температуры стенки корпуса теплообменника с некоторым запасом по прочности принята температура теплоносителя на входе в межтрубное пространство  $t_p = 140$  °С. Допускаемое напряжение для стали 20 при расчетной температуре равно

$$[\sigma] = 139,6 \text{ МПа}. \quad [\text{табл. 4.2}]$$

3. Расчетная толщина стенки корпуса при базовом наружном диаметре определяется по формуле, м

$$S_R = \frac{pD_{\text{н}}}{2\varphi[\sigma] + p},$$

где  $p$  – расчетное давление в аппарате, МПа;  $D_{\text{н}}$  – наружный диаметр корпуса теплообменного аппарата, м.

За расчетное давление принимается избыточное давление в межтрубном пространстве. Согласно заданию  $p = 2$  МПа.

Наружный диаметр корпуса согласно заданию

$$D_H = 159 \text{ мм} = 0,159 \text{ м.}$$

Расчетная толщина стенки корпуса

$$S_R = \frac{2 \cdot 0,159}{2 \cdot 1 \cdot 139,6 + 2} = 0,00113 \text{ м} = 1,13 \text{ мм.}$$

4. Определяется эксплуатационная прибавка, мм

$$c_1 = c_{11} + c_{12},$$

где  $c_{11}$  – прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии, мм;

$c_{12}$  – прибавка, компенсирующая потери металла от эрозии, мм.

Прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии, определяется по формуле, мм

$$c_{11} = \Pi \tau_a,$$

где  $\Pi$  – проницаемость материала стенки при заданных условиях технологического процесса, мм/год;  $\tau_a$  – амортизационный срок службы аппарата, количество лет.

Проницаемость материала корпуса аппарата принята

$$\Pi = 0,1 \text{ мм/год.} \quad [\text{С. 26}]$$

Расчетный срок службы аппарата принят

$$\tau_a = 15 \text{ лет.} \quad [\text{С. 26}]$$

Прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии,

$$c_{11} = 0,1 \cdot 15 = 1,5 \text{ мм.}$$

Принято, что в межтрубном пространстве аппарата вода движется с небольшой скоростью (менее 20 м/с), в ней отсутствуют абразивные твердые частицы, и ударного действия среды на корпус теплообменника не происходит. В таком случае прибавка на эрозию или другое механическое воздействие среды на корпус теплообменного аппарата

$$c_{12} = 0.$$

Эксплуатационная прибавка  $c_1 = 1,5 + 0 = 1,5$  мм.

5. Согласно заданию корпус теплообменного аппарата выполнен из прямой бесшовной стальной трубы. В этом случае прибавка  $c_2$ , компенсирующая минусовое отклонение толщины стенки корпуса при штамповке или гибке обечаек, принята

$$c_2 = 0. \quad [\text{С. 27}]$$

6. Согласно заданию корпус теплообменного аппарата выполнен из прямой бесшовной стальной трубы. В этом случае прибавка  $c_3$ , учитывающая искажение правильной геометрической формы при гибке, принята

$$c_3 = 0. \quad [\text{С. 27}]$$

7. Расчетная прибавка к расчетной толщине стенки, мм

$$c = c_1 + c_2 + c_3 = 1,5 + 0 + 0 = 1,5 \text{ мм.}$$

Учитывая минимально допустимые величины прибавок, регламентируемые для теплообменных аппаратов, а также с целью получения ближайшей большей фактической толщины стенки по сортаменту, значение прибавки  $c$  принимается

$$c = 4,37 \text{ мм.} \quad [С. 27]$$

8. Толщина стенки обечайки с учетом прибавок

$$S_k = S_R + c = 1,13 + 4,37 = 5,5 \text{ мм.}$$

9. Проверка применимости расчетных формул для обечайки и труб при  $D < 200$  мм

$$\frac{S_k - c}{D} = \frac{5,5 - 4,37}{159} = 0,0071 \leq 0,3.$$

Условие применимости расчетных формул выполняется.

## 5. Определение толщины трубных досок теплообменного аппарата

Расчет толщины фиксированных трубных досок (трубных решеток) рекомендуется проводить в следующей последовательности.

1. Требуется задаться значением расчетного давления среды на трубную решетку. В качестве расчетного давления на трубную доску теплообменника принимается большее давление из двух сред, омывающих трубную доску с одной и второй стороны, то есть протекающих в трубном и межтрубном пространстве теплообменного аппарата. Если один из теплоносителей находится под избыточным давлением, а второй – под разрежением, то в качестве расчетного давления принимается разность абсолютных давлений теплоносителей.

2. Определяется диаметр окружности расположения осей болтовых отверстий на трубной доске, м

$$D_6 = D_{н.п} + d_{6.о} + 0,01, \quad (5.1)$$

где  $D_{н.п}$  – наружный диаметр прокладки, м;  $d_{6.о}$  – диаметр отверстия под болты или шпильки, м.

Для выбранного наружного диаметра используемых болтов или шпилек диаметр отверстия под болты или шпильки может быть определен из табл. 5.1.

Таблица 5.1

### К выбору диаметра отверстий под болты или шпильки

Номинальный диаметр болтов (шпилек), мм	12	14	16	18	20	22	24	27	30
Диаметр отверстия под болты (шпильки), мм	14	16	18	20	23	25	27	30	33

Наружный диаметр прокладки определяется по формуле, м

$$D_{н.п} = D_{в} + 2S_{к} + 2b_0 + 2u, \quad (5.2)$$

где  $D_{в}$  – внутренний диаметр корпуса теплообменника, м;  $S_{к}$  – толщина стенки корпуса, м;  $b_0$  – ширина прокладки, м;  $u$  – расстояние от внутренней кромки фланца до внутренней кромки прокладки, м.

Для аппаратов с внутренним диаметром корпуса, не превышающим 1 м, ширина прокладки принимается не менее 10...20 мм.

Расстояние от внутренней кромки фланца до внутренней кромки прокладки в зависимости от материала прокладок принимается согласно рекомендациям табл. 5.2.

Таблица 5.2

**К выбору расстояния от внутренней кромки фланца до внутренней кромки прокладки**

Материал прокладки	Расстояние $u^*$
Резина	$3\delta_{п}$
Паронит	$2\delta_{п}$
Металл	$\delta_{п}$

\*  $\delta_{п}$  – толщина прокладки

Толщина прокладки может быть принята в пределах  $\delta_{п} = 2...3$  мм.

3. Определяется коэффициент прочности трубной доски. В общем случае коэффициент прочности определяется из выражения

$$\varphi = \frac{D_6 - \sum d_o}{D_6}, \quad (5.3)$$

где  $d_o$  – диаметр отверстия для труб в трубной доске, м;  $\sum d_o$  – сумма диаметров всех отверстий, расположенных на одном диаметре трубной доски, м.

Диаметр отверстий для труб в трубной доске принимается, м

$$d_o = 1,015d_n, \quad (5.4)$$

где  $d_n$  – наружный диаметр труб, м.

Коэффициент прочности трубной доски может быть также определен по одной из формул:

– при размещении труб в трубной решетке по сторонам шестиугольников

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{d_o}{s}; \quad (5.5)$$

– при коридорном размещении труб в трубной решетке

$$\varphi = 0,975 - 0,68 \frac{d_o}{s}, \quad (5.6)$$

где  $s$  – расстояние между осями (шаг) труб, м.

4. Определяется коэффициент  $k$ , зависящий от соотношения толщин стенок корпуса теплообменника  $S_k$  и трубной доски  $S$ . Указанный коэффициент определяется с помощью графиков, приведенных на рис. 5.1.

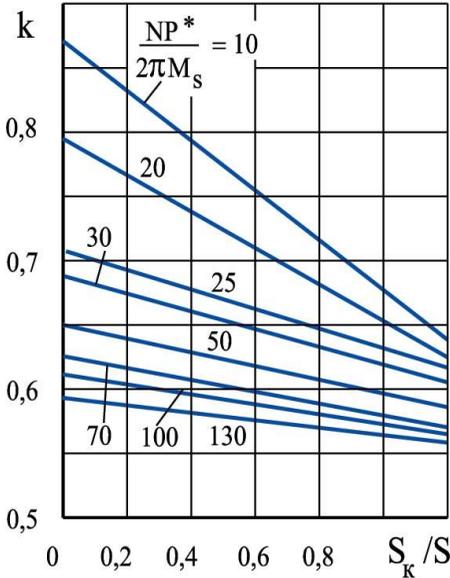


Рис. 5.1. Зависимости коэффициента  $k$  от соотношения толщин стенок корпуса и трубной доски  $S_k/S$

Для определения коэффициента  $k$  предварительно необходимо вычислить значение вспомогательного комплекса

$$\frac{nP^*}{2\pi M_s},$$

где  $n$  – количество труб в теплообменнике.

В качестве параметра  $P^*$  выбирается наименьшее из значений, определенных по формулам:

$$P^* = \sigma_T f_{1T}; \quad (5.7)$$

$$P^* = 9,8 \cdot 10^3 A d_n, \quad (5.8)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала трубок, МПа;  $f_{1T}$  – площадь проходного сечения одной трубки,  $m^2$ ;  $A$  – эмпирический коэффициент.

Эмпирический коэффициент  $A$  для труб, развальцованных в отверстиях, равен  $A = 125$ , а для труб, приваренных к трубным доскам  $A = 230$ .

Параметр  $M_S$  определяется по формуле

$$M_S = 0,27\varphi\sigma_{\text{тр}}S^2, \quad (5.9)$$

где  $\sigma_{\text{тр}}$  – предел текучести материала трубной решетки, МПа.

Значения пределов текучести материалов, используемых для изготовления трубных решеток, приведены в табл. 5.3. В качестве расчетной температуры стенок труб и трубных решеток при определении предела текучести материала может быть принята средняя температура греющего теплоносителя, то есть  $t_1$ .

Таблица 5.3

**Расчетное значение предела текучести  
конструкционных материалов**

Расчетная температура, °С	Расчетное значение предела текучести $\sigma$ , МПа, для сталей марок							
	ВСтЗ		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2,	17ГС,
	Толщина стенки, мм						09Г2	17Г1С,
	до 20	свыше 20	до 32	свыше 32	до 160			
20	250	210	300	280	220	195	270	280
100	230	201	265,5	240	213	188	240	240
150	224	197	256,5	231	209	183	231	231
200	223	189	247,5	222	204	177	222	222
250	197	180	243	218	198	168	218	218
300	173	162	226,5	201	179	150	201	201
350	167	147	210	185	159	132	185	185
375	164	140	199,5	174	147	123	162	174
400	–	–	183	158	–	–	–	158
410	–	–	–	156	–	–	–	156
420	–	–	–	138	–	–	–	138

Поскольку толщина трубной доски изначально не известна, расчет необходимо производить методом последовательных приближений. В начале расчета принимается предположительная толщина трубной решетки, с помощью которой определяются параметр  $M_S$  и коэффициент  $k$ , а затем полученное расчетное значение толщины трубной доски сравнивается с предварительно принятым. Если принятая толщина трубной решетки равна расчетной, то расчет считается завершенным, а если нет, то необходимо задаться расчетной толщиной трубной доски, для этой толщины определить параметр  $M_S$  и коэффициент  $k$  и повторить расчет, по итогам которого необходимо опять произвести сравнение принятой и расчетной толщин трубной доски и т.д.

5. Определяется допустимое напряжение материала трубной доски. Допускаемые напряжения для углеродистых и низколегированных сталей приведены в табл. 4.2.

6. Определяется распределенное давление на доски от действия рабочего давления среды, МПа

$$p^p = \frac{p \left( 1 - 1,27 \frac{nf_{1T}}{D_B^2} \right)}{1 + \frac{E_K F_K}{E_T F_T}}, \quad (5.10)$$

где  $D_B$  – внутренний диаметр корпуса аппарата, м;  $E_K$ ,  $E_T$  – модули упругости материала корпуса и трубок, МПа;  $F_K$  – площадь поперечного сечения стенки корпуса теплообменника, м<sup>2</sup>;  $F_T$  – суммарная площадь поперечного сечения стенок всех труб по наружному диаметру, м<sup>2</sup>.

Значения модуля упругости материала могут быть определены из табл. 5.4.

Таблица 5.4

#### Расчетные значения модуля продольной упругости

Материал	Модуль продольной упругости $E \times 10^{-5}$ , МПа, при температуре					
	20	100	150	200	250	300
Углеродистые и низколегированные стали	1,99	1,91	1,86	1,81	1,75	1,71
Теплоустойчивые и коррозионно-стойкие хромистые стали	2,15	2,15	2,05	1,98	1,95	1,90
Жаропрочные и жаростойкие аустенитные стали	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,90
Алюминий и его сплавы	0,72	0,69	0,67	–	–	–
Медь	1,24	1,21	1,19	1,17	1,15	–
Сплавы на основе меди	1,05	1,02	1,00	0,98	0,97	–
Титан	1,15	1,10	1,06	1,01	0,95	0,88
Сплавы титана	1,10	1,06	1,02	0,96	0,90	0,83

Расчетная температура корпуса аппарата  $t_K$  принимается равной средней температуре теплоносителя, протекающего в межтрубном пространстве.

Расчетная температура трубок может быть определена следующим образом, °С

$$t_T = \frac{t_{T1} + t_{T2}}{2}, \quad (5.11)$$

где  $t_{T1}$ ,  $t_{T2}$  – температуры стенки трубы со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей, °С.

Значения указанных температур могут быть определены с помощью следующих выражений, °С

$$t_{T1} = t_1 - \frac{Q_{\text{загр}}}{F} \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{загр}1} \right); \quad (5.12)$$

$$t_{T2} = t_2 + \frac{Q_{\text{загр}}}{F} \left( \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{загр}2} \right), \quad (5.13)$$

где  $t_1, t_2$  – средние температуры греющего и нагреваемого теплоносителей, °С;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $Q_{\text{загр}}$  – количество теплоты, отдаваемое в единицу времени греющим теплоносителем в теплообменнике, Вт;  $F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>,  $R_{\text{загр}1}, R_{\text{загр}2}$  – термическое сопротивление загрязнений поверхности нагрева со стороны каждого теплоносителя, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Площадь поперечного сечения стенки корпуса теплообменника может быть найдена по формуле, м<sup>2</sup>

$$F_K = \pi \frac{D_H + D_B}{2} S_K, \quad (5.14)$$

где  $D_H$  – наружный диаметр корпуса теплообменного аппарата, м.

Суммарная площадь поперечного сечения стенок всех труб по наружному диаметру определяется по формуле, м<sup>2</sup>

$$F_T = \pi d_H \delta n, \quad (5.15)$$

где  $\delta$  – толщина стенки труб теплообменника, м.

7. Определяется распределенное давление на трубные доски от разности температурных удлинений трубок и корпуса, МПа

$$P^t = \frac{4|\alpha_T t_T - \alpha_K t_K| E_T F_T E_K F_K}{\pi D_B^2 (E_T F_T + E_K F_K)}, \quad (5.16)$$

где  $\alpha_T, \alpha_K$  – температурные коэффициенты линейного расширения трубок и корпуса аппарата, 1/°С.

Данные для определения коэффициентов линейного расширения материала трубок и корпуса теплообменного аппарата при расчетной температуре приведены в табл. 5.5.

8. Определяется распределенное по площади трубной доски противодавление от сжатых трубок, МПа

$$P_c = 0,77 \frac{4\pi^2 E_T I n}{D_B^2 l^2}, \quad (5.17)$$

где  $I$  – момент инерции поперечного сечения трубки, м<sup>4</sup>;  $l$  – длина трубок, м.

Таблица 5.5

**Коэффициенты линейного расширения**

Марка материала	Расчетное значение коэффициента линейного расширения $\alpha \times 10^6$ , $1/^\circ\text{C}$ , при температуре, $^\circ\text{C}$				
	20–100	20–200	20–300	20–400	20–500
Ст3, 10, 20, 20К, 09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1, 10Г2, 09Г2	11,6	12,6	13,1	13,6	14,1

Момент инерции поперечного сечения трубы определяется по формуле,  $\text{м}^4$

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{\text{н}}^4 - d_{\text{в}}^4). \quad (5.18)$$

9. Определяется расчетная толщина трубной доски, м

$$S_R^{\text{тр}} = 0,393kD_{\text{в}} \sqrt{\frac{1}{[\sigma]_{\text{ф}}} \left[ p \left( 1 - 1,27 \frac{nf_{1\text{т}}}{D_{\text{в}}^2} \right) + \frac{p^p + p^t + p_{\text{с}}}{2} \right]}, \quad (5.19)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала трубной доски, МПа.

10. Определяется прибавка к расчетной толщине трубной доски. Методика определения прибавки к расчетной толщине трубной доски приведена в пунктах 4...7 раздела 4 данного издания.

**Пример 5**

Количество теплоты, отдаваемое в единицу времени греющим теплоносителем в водо-водяном кожухотрубном теплообменнике, равно 255 кВт. Коэффициенты теплоотдачи составляют: со стороны греющего теплоносителя –  $\alpha_1 = 6,3$  кВт/( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ); со стороны нагреваемого теплоносителя –  $\alpha_2 = 9,0$  кВт/( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ ); термическое сопротивление загрязнений поверхности нагрева со стороны каждого теплоносителя составляет 0,265 ( $\text{м}^2 \cdot \text{К}$ )/кВт. Площадь поверхности теплообмена равна 3,22  $\text{м}^2$ . Избыточное давление в межтрубном пространстве теплообменника составляет 2 МПа, а в трубном пространстве – 0,4 МПа. Температура воды на входе в межтрубное пространство составляет 140  $^\circ\text{C}$ , а на выходе из него 135  $^\circ\text{C}$ . Температура воды на входе в трубное пространство составляет 68  $^\circ\text{C}$ , а на выходе из него 75  $^\circ\text{C}$ . Корпус теплообменника выполнен из бесшовной трубы диаметром 159×5,5 мм. Материал трубы – сталь 20. В фиксированных трубных досках по сторонам шестиугольников размещены 19 труб диаметром 20×2,0 мм, длиной 3 м. Трубы развальцованы в трубных досках, которые в свою очередь приварены к корпусу аппарата. Материал труб и трубных досок – сталь 20. Определите толщину трубных досок теплообменника.

*Решение*

1. В качестве расчетного давления на трубную доску теплообменника принимается большее давление из двух сред, омывающих трубную доску с одной и второй стороны. Согласно заданию, в межтрубном пространстве теплообменника избыточное давление составляет 2 МПа, а в трубном пространстве – 0,4 МПа. Таким образом, в качестве расчетного принимается давление

$$p = 2 \text{ МПа.}$$

2. Определяется диаметр окружности расположения осей болтовых отверстий на трубной доске, м

$$D_0 = D_{н.п} + d_{6,0} + 0,01,$$

где  $D_{н.п}$  – наружный диаметр прокладки, м;  $d_{6,0}$  – диаметр отверстия под болты или шпильки, м.

Для стяжки фланцевых соединений теплообменного аппарата с наружным диаметром корпуса 159 мм приняты болты номинальным диаметром 12 мм. Для указанных болтов диаметр отверстий в трубных досках и фланцах составит

$$d_{6,0} = 14 \text{ мм} = 0,014 \text{ м}, \quad [\text{табл. 5.1}]$$

Наружный диаметр прокладки определяется по формуле, м

$$D_{н.п} = D_в + 2S_к + 2b_0 + 2u,$$

где  $D_в$  – внутренний диаметр корпуса теплообменника, м;  $S_к$  – толщина стенки корпуса, м;  $b_0$  – ширина прокладки, м;  $u$  – расстояние от внутренней кромки фланца до внутренней кромки прокладки, м.

Согласно заданию толщина стенки корпуса составляет  $S_к = 5,5$  мм.

Внутренний диаметр корпуса теплообменника равен

$$D_в = D_н - 2S_к = 159 - 2 \cdot 5,5 = 148 \text{ мм} = 0,148 \text{ м.}$$

Для аппаратов с внутренним диаметром корпуса, не превышающим 1 м, ширина прокладки принята  $b_0 = 10$  мм.

В качестве материала прокладок для водо-водяного теплообменника, работающего в заданных диапазонах температур теплоносителей принят паронит. Толщина прокладки принята  $\delta_п = 2$  мм.

Расстояние от внутренней кромки фланца до внутренней кромки прокладки

$$u = 2\delta_п = 2 \cdot 2 = 4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м.}$$

Наружный диаметр прокладки

$$D_{н.п} = 0,148 + 2 \cdot 0,0055 + 2 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,004 = 0,187 \text{ м.}$$

Диаметр окружности расположения осей болтовых отверстий на трубной доске

$$D_0 = 0,187 + 0,014 + 0,01 = 0,211 \text{ м.}$$

3. Определяется коэффициент прочности трубной доски

$$\varphi = \frac{D_6 - \sum d_o}{D_6},$$

где  $d_o$  – диаметр отверстия для труб в трубной доске, м;  $\sum d_o$  – сумма диаметров всех отверстий, расположенных на одном диаметре трубной доски, м.

Диаметр отверстий для труб в трубной доске принимается, м

$$d_o = 1,015d_n,$$

где  $d_n$  – наружный диаметр труб, м.

Согласно заданию наружный диаметр труб  $d_n = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$ .

Диаметр отверстий для труб в трубной доске

$$d_o = 1,015 \cdot 0,02 = 0,0203 \approx 0,0205 \text{ м}.$$

При размещении труб в трубных досках по сторонам шестиугольников количество отверстий, расположенных на одном диаметре трубной доски, равно

$$b = 2a + 1,$$

где  $a$  – количество шестиугольников.

При известном количестве труб в теплообменнике  $n = 19$ , можно определить количество шестиугольников

$$a = \frac{\sqrt{12n - 3} - 3}{6} = \frac{\sqrt{12 \cdot 19 - 3} - 3}{6} = 2.$$

Количество отверстий, расположенных на одном диаметре трубной доски,

$$b = 2a + 1 = 2 \cdot 2 + 1 = 5.$$

Так как все отверстия для труб в трубной доске одинакового диаметра, то коэффициент прочности трубной доски равен

$$\varphi = \frac{D_6 - b \cdot d_o}{D_6} = \frac{0,211 - 5 \cdot 0,0205}{0,211} = 0,514.$$

4. Определяется коэффициент  $k$ , зависящий от соотношения толщин стенок корпуса теплообменника  $S_k$  и трубной доски  $S$ .

Для выбора параметра  $P^*$  производятся вычисления по формулам:

$$P^* = \sigma_t f_{1T};$$

$$P^* = 9,8 \cdot 10^3 A d_n^3,$$

где  $\sigma_t$  – предел текучести материала трубок, МПа;  $f_{1T}$  – площадь проходного сечения одной трубки, м<sup>2</sup>;  $A$  – эмпирический коэффициент.

Предел текучести материала трубок, выполненных из стали 20, при расчетной температуре

$$t_1 = \frac{t_1^H + t_1^K}{2} = \frac{140 + 135}{2} = 137,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

равен

$$\sigma_T = 210 \text{ МПа.} \quad [\text{табл. 5.3}]$$

Площадь проходного сечения одной трубки диаметром  $20 \times 2,0$  мм

$$f_{1T} = \frac{\pi d_B^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = 0,000201 \text{ м}^2.$$

Для труб, развальцованных в отверстиях, эмпирический коэффициент  $A$  равен  $A = 125$

$$A = 125. \quad [\text{С. 32}]$$

В таком случае

$$P^* = 210 \cdot 10^6 \cdot 0,000201 = 42210;$$

$$P^* = 9,8 \cdot 10^3 \cdot 125 \cdot 0,02 = 24500.$$

Таким образом, параметр  $P^* = 24500$ .

Толщина трубной доски принимается с последующим уточнением

$$S = 19 \text{ мм} = 0,019 \text{ м.}$$

В таком случае отношение

$$S_K/S = 5,5/19 = 0,289.$$

Параметр  $M_S$  определяется по формуле

$$M_S = 0,27 \varphi \sigma_T S^2,$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала трубной решетки, МПа.

Предел текучести материала трубной решетки, выполненной из стали 20, при расчетной температуре  $t_1 = 137,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  равен

$$\sigma_T = 210 \text{ МПа.} \quad [\text{табл. 5.3}]$$

Параметр  $M_S$

$$M_S = 0,27 \cdot 0,514 \cdot 210 \cdot 10^6 \cdot 0,019^2 = 10521.$$

Вспомогательный комплекс

$$\frac{nP^*}{2\pi M_S} = \frac{19 \cdot 24500}{2 \cdot 3,14 \cdot 10521} = 7,04,$$

а коэффициент  $k$  равен

$$k \approx 0,86. \quad [\text{рис. 5.1}]$$

5. В качестве расчетной температуры трубной доски теплообменника с некоторым запасом по прочности принята температура на входе в межтрубное пространство  $t_p = 140 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Допускаемое напряжение материала трубной доски, выполненной из стали 20, при этой температуре

$$[\sigma] = 139,6 \text{ МПа.} \quad [\text{табл. 4.2}]$$

6. Определяется распределенное давление на доски от действия рабочего давления среды, МПа

$$p^p = \frac{p \left( 1 - 1,27 \frac{nf_{1T}}{D_B^2} \right)}{1 + \frac{E_K F_K}{E_T F_T}},$$

где  $E_K$ ,  $E_T$  – модули упругости материала корпуса и трубок, МПа;  $F_K$  – площадь поперечного сечения стенки корпуса теплообменника,  $\text{м}^2$ ;  $F_T$  – суммарная площадь поперечного сечения стенок всех труб по наружному диаметру,  $\text{м}^2$ .

Расчетная температура корпуса аппарата  $t_K$  принимается равной средней температуре теплоносителя, протекающего в межтрубном пространстве

$$t_K = t_1 = 137,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

При расчетной температуре модуль упругости материала корпуса, выполненного согласно заданию из стали 20, равен

$$E_K = 1,87 \cdot 10^5 \text{ МПа.} \quad [\text{табл. 5.4}]$$

Расчетная температура трубок может быть определена следующим образом,  $^\circ\text{C}$

$$t_T = \frac{t_{T1} + t_{T2}}{2},$$

где  $t_{T1}$ ,  $t_{T2}$  – температуры стенки трубы со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей,  $^\circ\text{C}$ .

Значения указанных температур могут быть определены с помощью следующих выражений,  $^\circ\text{C}$

$$t_{T1} = t_1 - \frac{Q_{\text{загр}}}{F} \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{загр1}} \right);$$

$$t_{T2} = t_2 + \frac{Q_{\text{загр}}}{F} \left( \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{загр2}} \right),$$

где  $t_1$ ,  $t_2$  – средние температуры греющего и нагреваемого теплоносителей,  $^\circ\text{C}$ ;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ ;  $Q_{\text{загр}}$  – количество теплоты, отдаваемое в единицу времени греющим теплоносителем в теплообменнике,  $\text{Вт}$ ;  $F$  – площадь поверхности теплообмена,  $\text{м}^2$ ,  $R_{\text{загр1}}$ ,  $R_{\text{загр2}}$  – термическое сопротивление загрязнений поверхности нагрева со стороны каждого теплоносителя,  $(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$ .

Согласно заданию средняя температура нагреваемого теплоносителя равна  $t_2 = (68+75)/2 = 71,5$  °С; коэффициенты теплоотдачи составляют:  $\alpha_1 = 6,3$  кВт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_2 = 9,0$  кВт/(м<sup>2</sup>·К); термическое сопротивление загрязнений поверхности нагрева со стороны каждого теплоносителя составляет  $R_{згр1} = R_{згр2} = 0,265$  (м<sup>2</sup>·К)/кВт количество теплоты, отдаваемое в единицу времени греющим теплоносителем,  $Q_{згр} = 255$  кВт; площадь поверхности теплообмена  $F = 25$  м<sup>2</sup>.

Температуры стенки трубы со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей

$$t_{т1} = 137,5 - \frac{255}{3,22} \left( \frac{1}{6,3} + 0,265 \right) = 104 \text{ °С};$$

$$t_{т2} = 71,5 + \frac{255}{3,22} \left( \frac{1}{9,0} + 0,265 \right) = 101 \text{ °С}.$$

Расчетная температура трубок

$$t_T = \frac{104 + 101}{2} = 102,5 \text{ °С}.$$

При расчетной температуре модуль упругости материала трубок, выполненных согласно заданию из стали 20, равен

$$E_T = 1,91 \cdot 10^5 \text{ МПа.} \quad [\text{табл. 5.4}]$$

Площадь поперечного сечения стенки корпуса теплообменника

$$F_k = \pi \frac{D_H + D_B}{2} S_k = 3,14 \cdot \frac{0,159 + 0,148}{2} \cdot 0,0055 = 0,00265 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь поперечного сечения стенок всех труб по наружному диаметру при их толщине, равной  $\delta = 2$  мм, составляет

$$F_T = \pi d_H \delta n = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,002 \cdot 19 = 0,00239 \text{ м}^2.$$

Распределенное давление на доски от действия рабочего давления среды

$$p^p = \frac{2 \left( 1 - 1,27 \frac{19 \cdot 0,00201}{0,148^2} \right)}{1 + \frac{1,87 \cdot 10^5 \cdot 0,00265}{1,91 \cdot 10^5 \cdot 0,00239}} = 0,747 \text{ МПа}.$$

7. Определяется распределенное давление на трубные доски от разности температурных удлинений трубок и корпуса, МПа

$$p^t = \frac{4(\alpha_t t_T - \alpha_k t_k) E_T F_T E_K F_K}{\pi D_B^2 (E_T F_T + E_K F_K)},$$

где  $\alpha_t$ ,  $\alpha_k$  – температурные коэффициенты линейного расширения трубок и корпуса аппарата, 1/°С.

При расчетных температурах корпуса  $t_k = 137,5$  °C и трубок  $t_r = 102,5$  °C их коэффициенты линейного расширения составляют

$$\alpha_k = 12,0 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C.} \quad [\text{табл. 5.5}]$$

$$\alpha_r = 11,6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C.} \quad [\text{табл. 5.5}]$$

Распределенное давление на трубные доски от разности температурных удлинений трубок и корпуса

$$p^t = \frac{4 \left| 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 102,5 - 12 \cdot 10^{-6} \cdot 137,5 \right| 1,91 \cdot 10^5 \cdot 0,00239 \cdot 1,87 \cdot 10^5 \cdot 0,00265}{3,14 \cdot 0,148^2 (1,91 \cdot 10^5 \cdot 0,00239 + 1,87 \cdot 10^5 \cdot 0,00265)} = 6,37 \text{ МПа.}$$

8. Определяется распределенное по площади трубной доски противодействие от сжатых трубок, МПа

$$p_c = 0,77 \frac{4\pi^2 E_t I n}{D_B^2 l^2},$$

где  $I$  – момент инерции поперечного сечения трубки,  $\text{м}^4$ ;  $l$  – длина трубок, м.

Момент инерции поперечного сечения трубки

$$I = \frac{\pi}{64} (d_H^4 - d_B^4) = \frac{3,14}{64} (0,02^4 - 0,016^4) = 4,64 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Согласно заданию длина трубок  $l = 3$  м.

Распределенное по площади трубной доски противодействие от сжатых трубок

$$p_c = 0,77 \frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 1,91 \cdot 10^5 \cdot 4,64 \cdot 10^{-9} \cdot 19}{0,148^2 \cdot 3^2} = 3,37 \text{ МПа.}$$

9. Определяется расчетная толщина трубной доски, м

$$S_R^{\text{тп}} = 0,393 k D_B \sqrt{\frac{1}{[\sigma] \phi} \left[ p \left( 1 - 1,27 \frac{n f_{1T}}{D_B^2} \right) + \frac{p^p + p^t + p_c}{2} \right]} = 0,393 \cdot 0,86 \cdot 0,148 \cdot$$

$$\sqrt{\frac{1}{139,6 \cdot 0,514} \left[ 2 \left( 1 - 1,27 \frac{19 \cdot 0,000201}{0,148^2} \right) + \frac{0,747 + 6,37 + 3,37}{2} \right]} = 0,0154 \text{ м.}$$

10. Определяется эксплуатационная прибавка, мм

$$c_1 = c_{11} + c_{12},$$

где  $c_{11}$  – прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии, мм;

$c_{12}$  – прибавка, компенсирующая потери металла от эрозии, мм.

Прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии, определяется по формуле, мм

$$c_{11} = \Pi \tau_a,$$

где  $\Pi$  – проницаемость материала стенки при заданных условиях технологического процесса, мм/год;  $\tau_a$  – амортизационный срок службы аппарата, количество лет.

Проницаемость материала трубной доски принята

$$\Pi = 0,1 \text{ мм/год.} \quad [\text{С. 26}]$$

Расчетный срок службы аппарата принят

$$\tau_a = 15 \text{ лет.} \quad [\text{С. 26}]$$

Прибавка, компенсирующая потери металла от коррозии, с учетом омывания трубной доски теплоносителями с двух сторон

$$c_{11} = 2 \cdot 0,1 \cdot 15 = 3 \text{ мм.}$$

Принято, что в аппарате вода движется с небольшой скоростью (менее 20 м/с), в ней отсутствуют абразивные твердые частицы, и ударного действия среды на трубные доски теплообменника не происходит. В таком случае прибавка на эрозию или другое механическое воздействие среды на трубные доски

$$c_{12} = 0.$$

Эксплуатационная прибавка  $c_1 = 3 + 0 = 3$  мм.

10. Трубная доска теплообменного аппарата представляет собой плоский стальной лист. В этом случае прибавка  $c_2$ , компенсирующая минусовое отклонение толщины стенки при штамповке или гибке, принята

$$c_2 = 0, \quad [\text{С. 27}]$$

а прибавка  $c_3$ , учитывающая искажение правильной геометрической формы при гибке, принята

$$c_3 = 0. \quad [\text{С. 27}]$$

11. Расчетная прибавка к расчетной толщине трубной доски, мм

$$c = c_1 + c_2 + c_3 = 3 + 0 + 0 = 3 \text{ мм.}$$

С целью получения ближайшей большей фактической толщины трубной доски по сортаменту значение прибавки принимается

$$c = 3,6 \text{ мм} = 0,0036 \text{ м.}$$

12. Толщина трубных досок с учетом прибавок

$$S = S_R^{TP} + c = 15,4 + 3,6 = 19 \text{ мм.}$$

Так как полученная толщина трубной доски равна предварительно принятой, расчет можно считать завершённым.

## **6. Рекомендации к оформлению графической части курсовой работы**

Графическая часть курсовой работы представляет собой один лист формата А1, на котором изображается разрез теплообменного аппарата

или его секции. На этом же листе необходимо привести вид секции теплообменника со стороны одной из трубных досок.

*Вид* – изображение обращенной к наблюдателю видимой части поверхности предмета. Вид на фронтальной плоскости проекций принимают в качестве главного. Поэтому предмет располагают относительно фронтальной плоскости проекций так, чтобы получить наиболее полное представление о его форме и размерах. Если виды смещены один относительно другого или расположены на разных листах, то они должны быть обозначены прописной буквой русского алфавита, а направление взгляда должно быть указано стрелкой и также обозначено прописной буквой русского алфавита. При отсутствии изображения, на котором можно показать направление взгляда, название вида подписывают.

*Разрез* – изображение предмета, мысленно рассеченного одной или несколькими плоскостями; при этом мысленное рассечение относится только к данному разрезу и не влечет за собой изменения других изображений того же предмета. На разрезе изображают то, что получается в секущей плоскости и что расположено за ней. Разрез, служащий для выяснения устройства предмета лишь в отдельном, ограниченном месте, называется *местным*. На виде он выделяется сплошной волнистой линией. Если изображение предмета симметрично, допускается соединять половину вида с половиной разреза, отделяя их друг от друга осью симметрии. При этом разрез располагается справа.

Положение секущей плоскости разреза указывается на чертеже разомкнутой линией. Разрез обозначается надписью по типу А – А. Когда разрез или сечение поворачивают, то к обозначению добавляется знак поворота.

Если вид, разрез или сечение представляет симметричную фигуру, допускается вычерчивать только половину изображения. Если предмет имеет несколько одинаковых, равномерно расположенных элементов, то полностью изображают один-два таких элемента (например, отверстия), а остальные – упрощенно или условно. Длинные предметы или элементы, имеющие постоянное или закономерно изменяющееся поперечное сечение, допускается изображать с разрывами. Допускается изображать в разрезе отверстия, расположенные на круглом фланце, когда они не попадают в секущую плоскость.

Общее количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля изделия. Размеры одного и того же элемента на различных изображениях не повторяют.

Линейные размеры и их предельные отклонения на чертежах указываются в миллиметрах без обозначения единицы измерения. Если

размеры указываются в других единицах измерения (метрах, дюймах), то соответствующие размерные числа записываются с единицей измерения (м, "). Угловые размеры и их предельные отклонения указываются в градусах, минутах и секундах с обозначением единицы измерения (например,  $4^{\circ}45'30''$ ).

Размеры, определяющие расположение сопрягаемых поверхностей, проставляются, как правило, от конструктивных баз, в качестве которых используются торцовые и опорные плоскости, осевые линии, центровые точки. При расположении элементов предмета на одной оси размеры, определяющие их взаимное расположение, наносятся: от общей базы, между смежными элементами (цепочкой), от нескольких общих для групп элементов баз.

Размеры на чертежах проставляют, используя размерные и выносные линии. Размерная линия с обоих концов, как правило, ограничивается стрелками, упирающимися в выносные линии. При недостатке места для стрелок на размерных линиях, расположенных цепочкой, стрелки допускается заменять засечками под углом  $45^{\circ}$  к размерным линиям или четко наносимыми точками. Необходимо избегать пересечения размерных и выносных линий.

Размерные линии предпочтительно наносить вне контура изображения. Расстояния между параллельными размерными линиями должны быть не менее 7 мм, а между размерной линией и линией контура – 10 мм. Размерные числа наносятся над размерной линией возможно ближе к ее середине. Размерные числа и предельные отклонения не допускается разделять и пересекать какими бы то ни было линиями. В местах нанесения размерного числа осевые, центровые и линии штриховки прерываются. Размеры нескольких одинаковых элементов изделия, как правило, наносятся один раз с указанием при этом на полке линии выноски количества этих элементов.

Теплообменный аппарат может рассматриваться как конструкция, включающая в себя составные части: сборочные единицы, детали, стандартные изделия, таким образом, чтобы каждый элемент конструкции был внесен в указанную часть. Все составные части нумеруются (выставляются позиции на соответствующем чертеже) и заносятся в спецификацию.

Детали, из которых состоит секция теплообменного аппарата, должны быть пронумерованы. Обозначения и наименования составных частей секции теплообменника могут быть указаны:

- в таблице, размещаемой на том же листе, что и изображение изделия;
- в таблице, выполненной на отдельных листах формата А4 в качестве последующих листов чертежа.

*Таблица составных частей* (перечень элементов) секции теплообменного аппарата (см. рис. 6.1) размещается над основной надписью и заполняется сверху вниз.

При наличии таблицы на полках линий-выносок указываются номера позиций составных частей, включенных в таблицу. Линия выноски проводится от видимых изображений составных частей. Она пересекает контур изображения и заканчивается точкой. Линия-выноска, отводимая от линии видимого контура, и также от линии, обозначающей поверхность, заканчивается стрелкой. Линии-выноски не должны пересекаться между собой, а также не должны быть параллельными линиям штриховки (если проходят по заштрихованной части детали) и пересекать размерные линии. Допускается выполнять линии-выноски с одним изломом. Полки проводятся от линий-выносок параллельно основной надписи чертежа вне контура изображений и группируются в колонку или в строчку по одной линии. Допускается от одной линии-выноски проводить несколько вертикально расположенных полок с номерами позиций крепежных деталей, входящих в одно соединение, или группы деталей с ясно выраженной взаимосвязью. Линии-выноски и полки выполняются сплошной тонкой линией. Номера позиций наносятся на чертеже один раз. Размер шрифта номеров позиций должен быть на один-два размера больше, чем размер шрифта, принятого для размерных чисел на том же чертеже.



Рис. 6.1. Форма спецификации

Условные изображения и обозначения швов сварных соединений устанавливает ГОСТ 2.312-72. Шов сварного соединения независимо от способа сварки условно изображают: видимый – сплошной основной линией, невидимый – штриховой линией.

Пример выполнения графической части курсовой работы приведен в прил. 2. Графу 2 основной надписи рекомендуется заполнять в следующем порядке:

Вид работы (пробел) аббревиатура дисциплины (пробел) год выполнения (точка, пробел) последние три цифры зачетной книжки (точка, пробел) номер сборочного чертежа (точка) номер сборочной единицы (точка) номер детали. Например:

КР ОКТО 2018. 012. 01.01.00

### **Заключение**

В данные методические указания входят методики теплового конструктивного расчета, а также расчетов толщин элементов теплообменного аппарата, примеры теплового конструктивного расчета, а также расчетов толщин корпуса и трубных досок кожухотрубного теплообменника. Приведены рекомендации по выбору справочных данных, необходимых при осуществлении расчета, а также рекомендации к выполнению графической части курсовой работы.

Знания, умения и навыки, полученные студентами в ходе выполнения курсовой работы, необходимы будущим инженерам для постановки и решения задач по проектированию, производству, испытаниям, ремонту и модернизации теплотехнологических высокопроизводительных и энергосберегающих агрегатов в промышленности строительных материалов, а также в энергетике, черной и цветной металлургии, химической и других отраслях промышленности.

## Приложения

## Приложение 1

## Удельные объемы, энтальпии и энтропии воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Pr
$p = 0,1 \text{ МПа}$					
0	0,0010002	0,1	0,0017930	0,5620	13,460
10	0,0010003	42,1	0,0013060	0,5819	9,420
20	0,0010018	84,0	0,0010020	0,5995	6,990
30	0,0010044	125,8	0,0007976	0,6150	5,420
40	0,0010078	167,6	0,0006531	0,6286	4,340
50	0,0010121	209,4	0,0005469	0,6405	3,570
60	0,0010171	251,2	0,0004665	0,6508	3,000
70	0,0010227	293,1	0,0004039	0,6596	2,560
80	0,0010290	335,0	0,0003544	0,6670	2,230
90	0,0010359	377,0	0,0003144	0,6730	1,960
$p = 0,2 \text{ МПа}$					
0	0,0010001	0,2	0,0017930	0,5621	13,460
10	0,0010003	42,2	0,0013060	0,5820	9,420
20	0,0010018	84,1	0,0010020	0,5996	6,990
30	0,0010043	125,9	0,0007976	0,6151	5,420
40	0,0010078	167,7	0,0006531	0,6287	4,340
50	0,0010121	209,5	0,0005469	0,6406	3,570
60	0,0010170	251,3	0,0004665	0,6509	3,000
70	0,0010227	293,2	0,0004039	0,6597	2,560
80	0,0010290	335,1	0,0003544	0,6671	2,230
90	0,0010359	377,1	0,0003144	0,6731	1,960
100	0,0010434	419,2	0,0002817	0,6779	1,750
110	0,0010516	461,4	0,0002546	0,6814	1,580
120	0,0010603	503,8	0,0002320	0,6837	1,440
$p = 0,4 \text{ МПа}$					
0	0,0010000	0,4	0,0017920	0,5622	13,450
10	0,0010002	42,4	0,0013060	0,5821	9,410
20	0,0010017	84,3	0,0010020	0,5997	6,990
30	0,0010042	126,1	0,0007976	0,6152	5,420
40	0,0010077	167,9	0,0006531	0,6288	4,340
50	0,0010120	209,7	0,0005470	0,6407	3,570
60	0,0010169	251,5	0,0004666	0,6510	3,000
70	0,0010226	293,3	0,0004040	0,6598	2,560
80	0,0010289	335,2	0,0003545	0,6672	2,230
90	0,0010358	377,2	0,0003145	0,6732	1,960
100	0,0010433	419,3	0,0002818	0,6780	1,750
110	0,0010514	461,6	0,0002547	0,6815	1,580

Продолжение прил. 1

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж}/\text{кг}$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	Pr
$p = 0,4 \text{ МПа}$					
120	0,0010602	503,9	0,0002321	0,6838	1,440
130	0,0010696	546,5	0,0002129	0,6850	1,330
140	0,0010797	589,2	0,0001965	0,6850	1,230
$p = 0,6 \text{ МПа}$					
0	0,0009999	0,6	0,0017910	0,5623	13,440
10	0,0010001	42,6	0,0013060	0,5822	9,410
20	0,0010016	84,5	0,0010020	0,5998	6,990
30	0,0010041	126,3	0,0007976	0,6153	5,420
40	0,0010076	168,1	0,0006531	0,6289	4,340
50	0,0010119	209,8	0,0005470	0,6408	3,570
60	0,0010169	251,6	0,0004666	0,6511	3,000
70	0,0010225	293,5	0,0004041	0,6599	2,560
80	0,0010288	335,4	0,0003545	0,6673	2,230
90	0,0010357	377,4	0,0003146	0,6733	1,960
100	0,0010432	419,5	0,0002819	0,6781	1,750
110	0,0010513	461,7	0,0002548	0,6816	1,580
120	0,0010601	504,1	0,0002322	0,6839	1,440
130	0,0010695	546,6	0,0002130	0,6851	1,330
140	0,0010796	589,4	0,0001966	0,6851	1,230
150	0,0010904	632,3	0,0001825	0,6840	1,150
$p = 0,8 \text{ МПа}$					
0	0,0009998	0,8	0,0017910	0,5624	13,430
10	0,0010000	42,8	0,0013060	0,5823	9,400
20	0,0010015	84,7	0,0010020	0,5999	6,980
30	0,0010041	126,5	0,0007975	0,6154	5,410
40	0,0010075	168,2	0,0006532	0,6290	4,340
50	0,0010118	210,0	0,0005471	0,6409	3,570
60	0,0010168	251,8	0,0004667	0,6512	3,000
70	0,0010224	293,6	0,0004041	0,6600	2,560
80	0,0010287	335,5	0,0003546	0,6674	2,230
90	0,0010356	377,5	0,0003146	0,6734	1,960
100	0,0010431	419,6	0,0002819	0,6782	1,750
110	0,0010512	461,8	0,0002548	0,6817	1,580
120	0,0010600	504,2	0,0002322	0,6840	1,440
130	0,0010694	546,7	0,0002130	0,6852	1,330
140	0,0010795	589,5	0,0001966	0,6852	1,230
150	0,0010903	632,5	0,0001825	0,6841	1,150
160	0,0011019	675,7	0,0001702	0,6820	1,080
170	0,0011143	719,2	0,0001595	0,6788	1,030

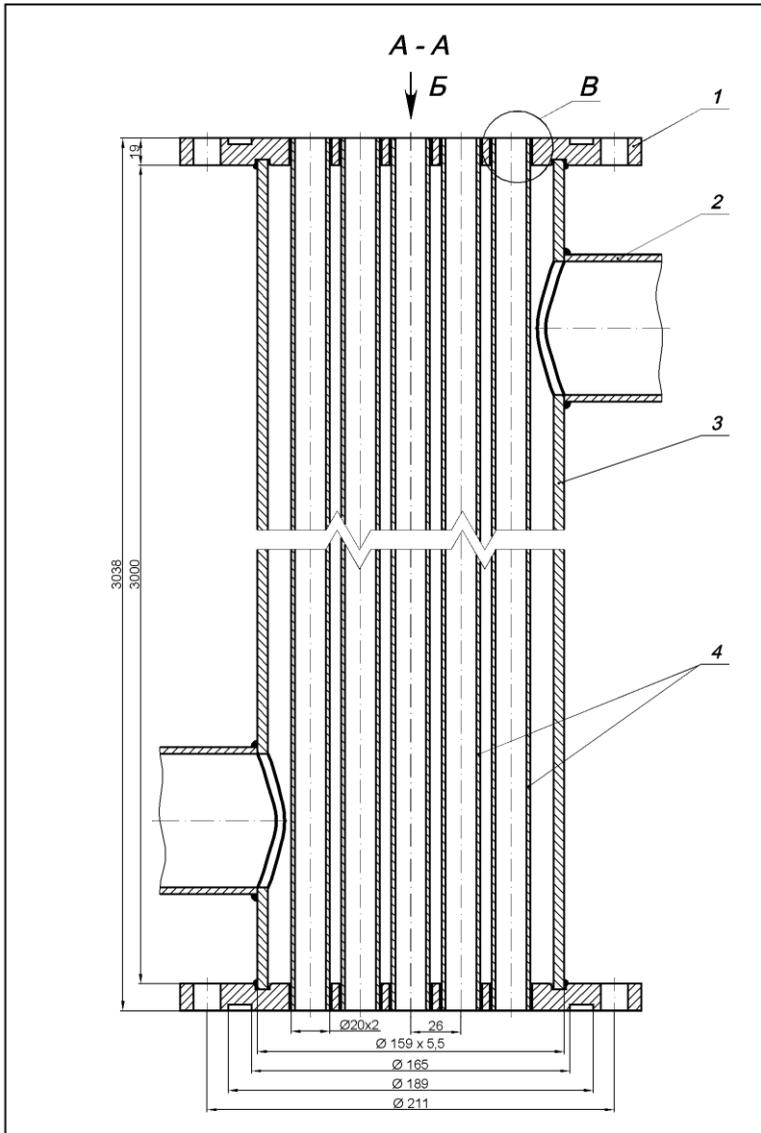
Продолжение прил. 1

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж}/\text{кг}$	$\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\text{Pr}$
$p = 1,0 \text{ МПа}$					
0	0,0009997	1,0	0,0017900	0,5625	13,420
10	0,0009999	43,0	0,0013060	0,5825	9,400
20	0,0010014	84,9	0,0010020	0,6000	6,980
30	0,0010040	126,7	0,0007975	0,6155	5,410
40	0,0010074	168,4	0,0006532	0,6291	4,340
50	0,0010117	210,2	0,0005471	0,6410	3,570
60	0,0010167	252,0	0,0004667	0,6513	3,000
70	0,0010223	293,8	0,0004042	0,6601	2,560
80	0,0010286	335,7	0,0003546	0,6675	2,230
90	0,0010355	377,7	0,0003147	0,6735	1,960
100	0,0010430	419,8	0,0002820	0,6783	1,750
110	0,0010511	462,0	0,0002549	0,6818	1,580
120	0,0010599	504,3	0,0002323	0,6841	1,440
130	0,0010693	546,9	0,0002131	0,6853	1,330
140	0,0010794	589,6	0,0001967	0,6853	1,230
150	0,0010902	632,6	0,0001826	0,6842	1,150
160	0,0011017	675,8	0,0001703	0,6821	1,080
170	0,0011141	719,3	0,0001596	0,6789	1,030
$p = 2,0 \text{ МПа}$					
0	0,0009992	2,0	0,0017880	0,5631	13,370
10	0,0009994	44,0	0,0013040	0,5830	9,370
20	0,0010009	85,8	0,0010010	0,6005	6,970
30	0,0010035	127,6	0,0007974	0,6160	5,400
40	0,0010070	169,3	0,0006533	0,6296	4,330
50	0,0010113	211,0	0,0005473	0,6415	3,560
60	0,0010162	252,8	0,0004669	0,6518	2,990
70	0,0010219	294,6	0,0004044	0,6606	2,560
80	0,0010281	336,5	0,0003549	0,6680	2,230
90	0,0010350	378,5	0,0003149	0,6741	1,960
100	0,0010425	420,5	0,0002823	0,6788	1,750
110	0,0010506	462,7	0,0002552	0,6823	1,580
120	0,0010593	505,1	0,0002325	0,6847	1,440
130	0,0010687	547,6	0,0002133	0,6859	1,330
140	0,0010787	590,3	0,0001970	0,6859	1,230
150	0,0010895	633,2	0,0001828	0,6849	1,150
160	0,0011010	676,4	0,0001706	0,6828	1,080
170	0,0011133	719,9	0,0001598	0,6796	1,030
180	0,0011265	763,7	0,0001504	0,6754	0,980
190	0,0011408	807,9	0,0001420	0,6701	0,941
200	0,0011561	852,6	0,0001344	0,6638	0,910
210	0,0011726	897,8	0,0001276	0,6564	0,884

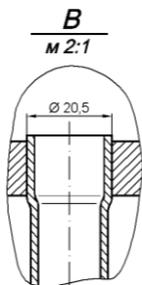
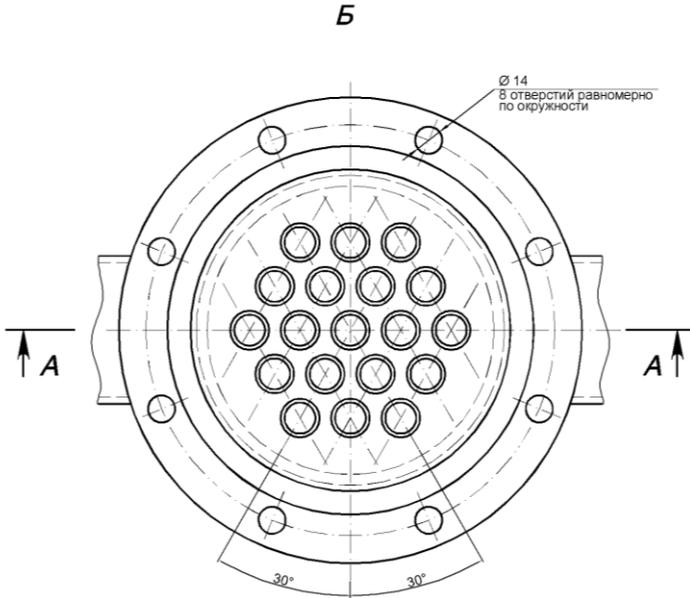
Окончание прил. 1

$t$ , °C	$\nu$ , м <sup>3</sup> /кг	$i$ , кДж/кг	$\mu$ , Па·с	$\lambda$ , Вт/(м·К)	Pr
$p = 4,0$ МПа					
0	0,0009982	4,0	0,0017830	0,5643	13,270
10	0,0009984	45,9	0,0013020	0,5841	9,320
20	0,0010000	87,7	0,0010000	0,6016	6,940
30	0,0010026	129,4	0,0007972	0,6170	5,390
40	0,0010061	171,1	0,0006534	0,6306	4,320
50	0,0010104	212,8	0,0005476	0,6425	3,550
60	0,0010153	254,5	0,0004673	0,6528	2,990
70	0,0010209	296,3	0,0004049	0,6616	2,560
80	0,0010272	338,1	0,0003554	0,6691	2,220
90	0,0010340	380,0	0,0003155	0,6751	1,960
100	0,0010415	422,0	0,0002828	0,6799	1,750
110	0,0010495	464,2	0,0002557	0,6835	1,580
120	0,0010582	506,5	0,0002330	0,6859	1,440
130	0,0010675	548,9	0,0002138	0,6871	1,320
140	0,0010775	591,6	0,0001975	0,6872	1,230
150	0,0010881	634,4	0,0001834	0,6862	1,150
160	0,0010996	677,6	0,0001711	0,6842	1,080
170	0,0011118	721,0	0,0001604	0,6811	1,030
180	0,0011249	764,7	0,0001509	0,6769	0,979
190	0,0011389	808,8	0,0001425	0,6718	0,940
200	0,0011540	853,4	0,0001349	0,6655	0,908
210	0,0011704	898,5	0,0001281	0,6583	0,883
220	0,0011881	944,1	0,0001220	0,6499	0,863
230	0,0012073	990,4	0,0001163	0,6404	0,848
240	0,0012284	1037,6	0,0001110	0,6298	0,839
250	0,0012517	1085,7	0,0001061	0,6178	0,836

## Пример оформления графической



## части курсовой работы



Код	Изм.	Дата	Изменен	Обозначение	Наименование	Кол-во	Примечание
					Документация		
A1				КР ОКТО 2018. 012. 01.01.00	Сборочный чертеж		
					Сборочные единицы		
A1				КР ОКТО 2018. 012. 01.01.00	Секция теплообменного аппарата	8	
					Детали		
A4				1 КР ОКТО 2018. 012. 01.01.01	Трубиная доска	16	
A4				2 КР ОКТО 2018. 012. 01.01.02	Патрубок греющего теплоносителя	16	
A4				3 КР ОКТО 2018. 012. 01.01.03	Корпус секции	8	
A4				4 КР ОКТО 2018. 012. 01.01.04	Труба	158	
<b>КР ОКТО 2018. 012. 01. 01. 00</b>							
Лист	Лист	Масштаб	Лист	Лист	Лист	Масштаб	Масштаб
Рисов.	Рисов.	Губина А.В.				1:1	
Т. экзеп.	Т. экзеп.	Губина А.В.				Лист 1	Листов 1
И. экзеп.	И. экзеп.					БГТУ	
Илл.	Илл.					им. Б.Г. Шухова	

### Библиографический список

1. ГОСТ Р 52857.2–2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. М.: Стандартиформ, 2009. 42 с.
2. Лацинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: «Машиностроение», 1970. 752 с.
3. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС: Учеб. пособие. 3-е изд., стереот. М.: Изд-во МЭИ, 2005. 260 с.
4. Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды. РД 10-249-98. СПб.: Изд-во ДЕАН, 2002. 384 с.
5. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учеб. пособие для вузов / Под ред. П.Г. Романкова. 10-е изд., перераб. и доп. Л.: Химия, 1987. 576 с.
6. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МЭИ, 2004. – 632 с. (Серия «Теплоэнергетика и теплотехника»; Кн. 4).
7. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: Учебник / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Поляков и др. // Под ред. А.М. Бакластова. М.: Энергоатомиздат, 1986. 328 с.
8. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн // под общ. ред. Ю.М. Бродова. М.: Издательский дом МЭИ, 2008. 480 с.
9. Теплообменные аппараты ТЭС: Справочник / под общ. ред. Ю.Г. Назмеева, В.Н. Шлянникова. Кн. 2 М.: Издательский дом МЭИ, 2010. 435 с.
10. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник / Под общ. ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. 4-е изд., стер. М.: Изд-во МЭИ, 2007. 527 с. (Серия «Теплоэнергетика и теплотехника»; Кн. 1).

## Содержание

Введение.....	3
1. Определение расходов и температур теплоносителей в кожухотрубном теплообменнике .....	5
2. Определение скоростей и компоновочный расчет кожухотрубного теплообменника .....	10
3. Определение коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена .....	16
4. Определение толщины стенки корпуса теплообменного аппарата ....	24
5. Определение толщины трубных досок теплообменного аппарата .....	30
6. Рекомендации к оформлению графической части курсовой работы ...	43
Заключение.....	47
Приложения.....	48
Библиографический список.....	54

Учебное издание

# **РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА**

Методические указания к выполнению курсовой работы  
для студентов, обучающихся по  
направлению подготовки бакалавров  
13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

Составитель Губарев Артем Викторович

Подписано в печать . . .18. Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 3,3. Уч.-изд. л. 3,5.  
Тираж 90 экз. Заказ №            Цена        р.        к.

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете  
им. В.Г. Шухова  
308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46