

**Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
"ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ
СООБЩЕНИЯ"**

Кафедра « Теплотехника и теплосиловые установки »

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

**Методические указания
к курсовой работе**

Санкт-Петербург

2011

УДК 621.565.93

Киселев И.Г., Крылов Д.В.

Приведены общие сведения о рекуперативных теплообменных аппаратах и их конструкциях. Изложена методика теплового расчета широко используемых в промышленной теплоэнергетике кожухотрубных теплообменных аппаратов с определением необходимой поверхности теплообмена. В качестве справочных данных представлены теплофизические характеристики теплоносителей необходимые для выполнения расчетов.

Предназначены для студентов всех форм обучения, проходящих подготовку по специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика» при изучении дисциплин «Тепломассообмен» и «Тепломассообменное оборудование предприятий».

Задние на курсовую работу

Выполнить тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата, используемого на ТЭЦ и районных котельных для подогрева сетевой воды. Целью расчета является определение поверхности теплообмена аппарата, которая обеспечивает необходимый режим нагрева воды. По полученному значению поверхности теплообмена выбирают теплообменник из типоразмерного ряда теплообменных аппаратов, сведения о которых указаны в соответствующей справочной литературе. Чертеж выбранного аппарата с указанием его основных геометрических размеров представляют в формате А4.

Студент выбирает согласно своему шифру все необходимые данные из табл. 1,2,3 и 4 Приложения. В некоторых вариантах, параметры пара, поступающего от котельного агрегата или из отбора турбины, могут быть изменены преподавателем. Коэффициент полезного действия теплообменного аппарата, а также поперечный и продольный шаги труб в котельных пучках студент выбирает самостоятельно из значений приведенных в методических указаниях.

Методические указания по выполнению курсовой работы

Перед выполнением курсовой работы необходимо ознакомиться с разделом «Теплообменные аппараты» из прилагаемого списка литературы. Условия задания и исходные данные должны быть переписаны в пояснительную записку. Пояснительная записка выполняется на листах писчей бумаги размером 297x210 мм (на одной стороне листа) и должна удовлетворять требованиям ГОСТ 2.106-68 «Текстовые документы». Листы пояснительной записки нумеруют, в конце записки помещается список использованной студентом литературы. **При выполнении задания необходимо полностью записывать формулы и производить расчеты в развернутом виде, используя единицы измерений системы СИ.** При использовании таблиц, графиков, номограмм, эмпирических формул и других справочных материалов надо делать ссылку на литературный источник, указывающий, откуда эти данные взяты.

Расчет теплообменного аппарата ведется в последовательности, рекомендованной методическими указаниями. Расчет заканчивается определением площади поверхности теплообмена аппарата.

После завершения расчетов выполняется чертеж теплообменного аппарата в формате А4, с указанием основных конструктивных размеров.

Общие сведения о теплообменных аппаратах

Теплообменными аппаратами называют устройства, предназначенные для передачи тепловой энергии от одной среды в

другую. Теплообменные аппараты (ТА) используют в виде отдельных агрегатов или элементов оборудования технологических или энергетических установок.

По назначению ТА разделяют на: нагреватели, охладители, испарители, конденсаторы и другие ТА.

По принципу действия ТА бывают рекуперативные, регенеративные, смесительные, с промежуточным теплоносителем и с внутренними источниками теплоты. В промышленной теплоэнергетики наиболее распространены рекуперативные ТА.

Рекуперативными называют ТА, в которых теплообмен между греющей средой и нагреваемой средой (теплоносителями) происходит через разделяющую их твердую стенку. Тепловой поток при этом имеет постоянное направление, а процесс теплообмена протекает непрерывно.

Конструкции рекуперативных ТА весьма разнообразны. Они могут выполняться в виде: кожухотрубных с гладкими или оребренными трубами; секционными «труба в трубе»; змеевиковыми; спиральными; пластинчатыми и другими с использованием различных насадок [1].

В различных отраслях промышленности нашли широкое применение кожухотрубные рекуперативные ТА (Рис.1). В кожухотрубных теплообменниках одна среда движется в трубах, а другая в межтрубном пространстве. Трубное и межтрубное пространства разобщены, что позволяет использовать различные сочетания греющих и нагревающих сред: жидкость – жидкость; пар - жидкость; пар – газ; газ – газ; газ – жидкость. Движение этих теплоносителей может иметь различный характер: прямоток; противоток; перекрестный ток и другие более сложные сочетания.

Кожухотрубные аппараты изготавливают жесткой, полужесткой и нежесткой конструкции; одно- и многоходовыми; прямоточными, противоточными и поперечноточными; горизонтальными и вертикальными. Они просты по конструкции и, как правило, имеют невысокую стоимость.

Рекуперативные ТА состоят из пучка труб 3 (см. рис.1), жестко закрепленных в трубных решетках 6, корпуса (кожуха) 2, крышек 5 с фланцами, образующими распределительные камеры 1, опор 4 и перегородок 8, расположенных в межтрубном пространстве. На кожухе и крышках установлены технологические патрубки и штуцера. Для снижения температурных напряжений используют специальные компенсаторы 7, выполненные в виде гофра на корпусе аппарата, или теплообменники с U-образными трубками.

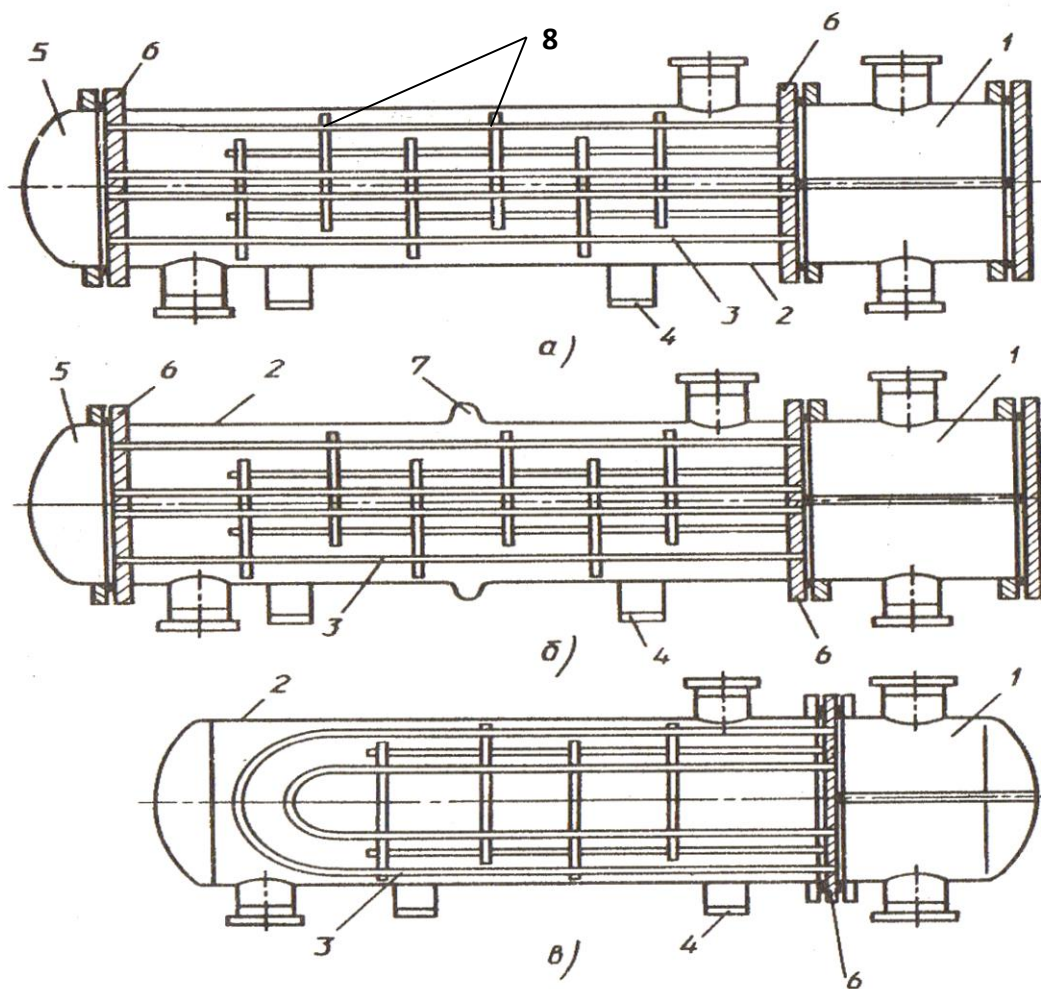


Рис. 1. Схемы рекуперативных ТА:

а) - жесткой конструкции; б) - полужесткой конструкции;

в) - с U - образными трубками

1 - распределительная камера; 2 - корпус (кожух); 3 - теплообменные
трубы; 4 - опора;

5 - задняя крышка; 6 - трубная решетка; 7 - компенсатор; 8- перегородки

Трубные пучки рекуперативных ТА изготавливают, как правило, из гладких труб наружным диаметром d и толщиной стенки: 14×1 ; $14 \times 1,5$; $16 \times 0,75$; 16×1 ; $16 \times 1,5$; 19×1 ; 22×2 ; 24×1 ; 32×4 ; 32×5 ; $38 \times 2,5$ мм [1,2]. Материалом для труб служат: медь, латунь или сталь.

В кожухотрубных ТА один теплоноситель течет внутри труб, другой - в межтрубном пространстве. При поперечном обтекании пучков труб достигается более интенсивная теплоотдача, чем при продольном. Для крепления труб с целью предотвращения их прогибов и вибраций, а также для организации поперечного обтекания труб в межтрубном пространстве и получения более высокой скорости движения жидкости внутри корпуса устанавливают поперечные перегородки.

Поперечные перегородки 8 могут быть одинарными или собираться из нескольких тонких перфорированных листов толщиной $\delta = 1,5 \dots 2$ мм.

Существует два вида расчетов ТА: проверочный и конструктивный (проектный).

Проверочный расчет выполняют в тех случаях, когда известна конструкция аппарата и его поверхность нагрева, а необходимо определить конечные температуры теплоносителей и количество переданной теплоты. *Конструктивный* (проектный) расчет выполняют с целью определения площади поверхности теплообмена рекуперативного аппарата, которая обеспечивает необходимые режимы нагрева или охлаждения теплоносителей до требуемых параметров. По рассчитанной площади выбирают рекуперативный ТА из существующих типовых теплообменников или осуществляют компоновку нового аппарата из стандартных блоков и секций.

Тепловой расчет рекуперативных теплообменных аппаратов

1. Конструктивный тепловой расчет рекуперативных теплообменных аппаратов

1.1 Уравнение теплового баланса и теплопередачи

Тепловой расчет сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи, Вт:

$$Q = M_1 \cdot c_{p1} (t_1' - t_1'') \cdot \eta = M_2 \cdot c_{p2} (t_2'' - t_2'), \quad (0)$$

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{л}}. \quad (2)$$

Если одна из сред изменяет агрегатное состояние, например при конденсации пара, уравнение (1) записывают в виде

$$Q = G(h_{\text{п}} - h_{\text{к}})\eta = M_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'). \quad (3)$$

В этих уравнениях:

M_1, M_2 – массовый расход сред, кг/с;

c_{p1}, c_{p2} – теплоемкости сред, Дж/(кг · К);

t_1', t_2', t_1'', t_2'' – начальные и конечные температуры рабочих сред, К;

$\eta = 0,85 \dots 0,98$ – КПД теплообменника, учитывающий потери теплоты при её передаче от греющей среды к нагреваемой среде;

k – коэффициент теплопередачи ТА, Вт/(м²К);

$\Delta t_{\text{л}}$ – средний логарифмический температурный напор между средами, К;

F – площадь поверхности теплообмена ТА, м²;

G – расход среды, изменяющей агрегатное состояние, кг/с;

$h_{\text{п}}$ – энтальпия пара, Дж/кг;

$h_{\text{к}}$ – энтальпия конденсата, Дж/кг.

где $M_2 = M_{\text{в}} \cdot \frac{1000}{3600}$ – расход воды;

$c_{p2}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – теплоемкость воды при средней температуре воды,

$t_2^{\text{ср}} = \frac{t_2' + t_2''}{2}$, °С – средняя температура.

Аналогично для пара на линии насыщения по таблице 4 методических указаний выбираются параметры пара по заданному давлению $P_{п}$, МПа :

t_1' , °С - температура пара на входе;

$t_1''=100^\circ\text{C}$ – температура конденсата;

$h_{п}$, кДж/кг – энтальпия пара (по данным таблицы 4) при t_1' , °С;

$h_{к}$, кДж/кг – энтальпия конденсата (определяется по температуре поверхности стенки) (по данным таблицы 3).

Выразив из уравнения (3), вычисляется расход пара G :

$$G = \frac{Q}{(h_{п} - h_{к}) \cdot \eta'} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Если вместо массового расхода известен объемный расход теплоносителей V , м³/с и их плотность ρ , кг/м³, то массовый расход можно определить по формуле, кг/с:

$$M = V \rho. \quad (4)$$

1.2. Определение среднего температурного напора между теплоносителями

Если неизвестны температуры греющей или нагреваемой сред на выходе из теплообменника, то используя уравнение (1), их значения можно определить следующим образом:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q}{M_1 \cdot C_{p1}} = t_1' - \frac{Q}{V_1 \cdot \rho_1 \cdot C_{p1}}, \quad (5)$$

где t_1' , °С - температура пара на входе;

t_1'' , °С – температура конденсата.

$$t_2'' = t_2' + \frac{Q}{M_2 \cdot C_{p2}} = t_2' + \frac{Q}{V_2 \cdot \rho_2 \cdot C_{p2}}. \quad (6)$$

Рассмотрим изменение температуры сред при прямотоке и противотоке.

Движение теплоносителей в ТА может иметь различный характер. Если они протекают параллельно в одном направлении, то такая схема называется **прямотоком** (рис. 2).

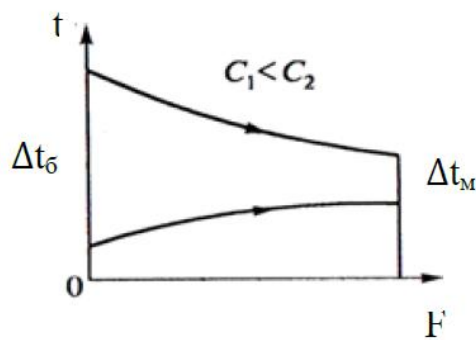
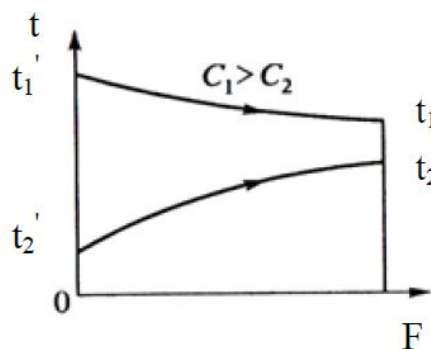


Рис. 2. Изменение температур теплоносителей по поверхности аппарата при прямотоке

Если теплоносители движутся параллельно в противоположных направлениях, то такая схема называется *противотоком* (рис. 3)

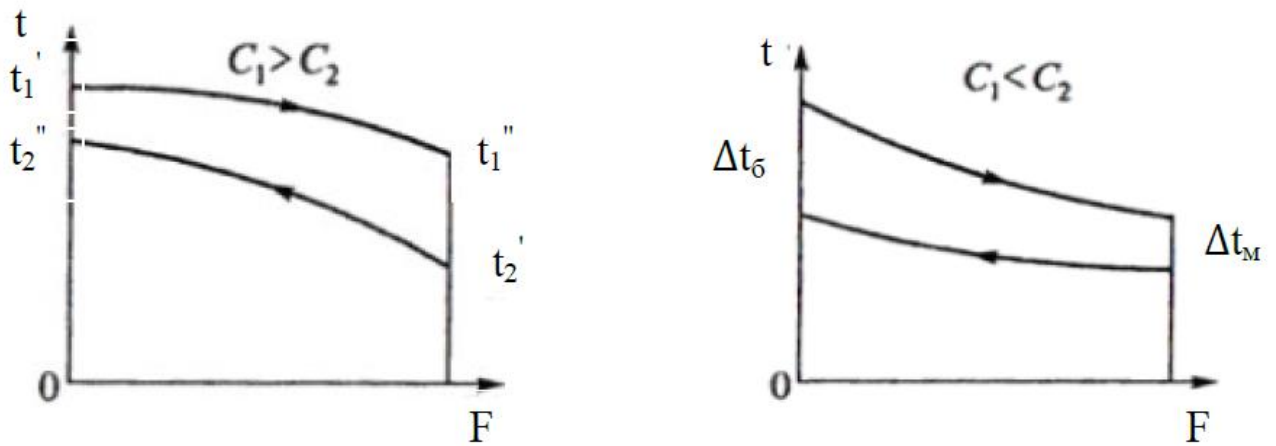


Рис. 3. Изменение температур теплоносителей по поверхности аппарата при противотоке

Для прямотока и противотока температурный напор $\Delta t_{\text{л}}$ в уравнении (2) находят как средний логарифмический для всей поверхности теплообмена:

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

$$\Delta t_{\text{б}} = t'_{1} - t'_{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t'_{1} - t''_{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Физические параметры конденсата определяются по средней температуре наружной поверхности стенки трубы $t_{\text{ст}}$.

Температура поверхности стенки:

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{п}} - 0,5t_{\text{л}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Объёмный расход среды:

$$V_{\text{в}} = \frac{M_2}{\rho_{\text{в}}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для более сложных схем движения теплоносителей вводят поправку ε , которую можно определить по специальным графикам $\varepsilon = f(P, R)$ [3,5,6], где параметры P и R определяют по формулам:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{\text{макс}}}, \quad (8)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}. \quad (9)$$

В этом случае уравнение (7) умножают на поправку ε .

Если $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \leq 1,7$, то можно с некоторой небольшой погрешностью в расчетах найти средний логарифмический температурный напор как среднее значение от Δt_{δ} и Δt_m , К:

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_m). \quad (10)$$

1.3. Определение коэффициента теплоотдачи между внутренней поверхностью стенок труб и водой

Коэффициенты теплоотдачи α_1 , α_2 находят, используя уравнения, Вт/(м²К):

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{вн}}}, \quad (11)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде равен:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_n}, \quad (12)$$

где Nu_1 и Nu_2 - критерии Нуссельта;

λ_1 и λ_2 - коэффициенты теплопроводности теплоносителей, Вт/(мК);

λ_2 - коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м · К) при t_2^{cp} , °С.

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубопровода, м.

Значения критерия Нуссельта во многом определяется режимом течения сред - ламинарным или турбулентным. При течении теплоносителей в круглых гладких трубах применимы следующие зависимости [5,6]:

- при ламинарном движении среды $Re \leq 2300$

$$Nu = 0,15 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot (Pr_{\text{жс}} / Pr_c)^{0,25}; \quad (13)$$

- при переходном режиме среды $10^4 > Re > 2300$

$$Nu = 0,0025 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (Pr_{\text{жс}} / Pr_c)^{0,25}; \quad (14)$$

- при турбулентном режиме среды $Re \geq 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr_{\text{жс}} / Pr_c)^{0,25}. \quad (15)$$

В этих формулах в качестве определяющей принята средняя температура среды в трубе, а определяющим размером является внутренний диаметр трубы.

В ТА трубы располагают в виде коридорных или шахматных пучков. Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании теплоносителями таких пучков в интервале $Re = 10^3 \dots 10^5$ можно рассчитать [5,6]:

- при коридорном расположении труб:

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_s; \quad (16)$$

- при шахматном расположении труб:

$$Nu = 0,41 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot (Pr_{жс} / Pr_c)^{0,25} \cdot \varepsilon_s; \quad (17)$$

В этих формулах поправочный коэффициент ε_s , учитывает влияние поперечного S_1 и продольного S_2 шагов труб в пучке. Для *коридорного* пучка $\varepsilon_s = (S_2 / d_H)^{0,15}$. Для *шахматного* пучка $\varepsilon_s = (S_1 / S_2)^{1/6}$ при $S_1 / S_2 < 2$ и $\varepsilon_s = 1,12$ если $S_1 / S_2 \geq 2$. В соответствии с рекомендациями [1], компоновку коридорных пучков осуществляют с равномерным шагом $S_1 = S_2 = (1,2 \dots 1,4)d_H$, а для шахматных пучков применяют неравномерные шаги $S_1 = (1,5 \dots 1,8)d_H$ и $S_2 = (1,2 \dots 1,4)d_H$.

Критерии подобия Pr , Gr , Re в уравнениях (13)...(17) можно определить, используя следующие формулы:

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}, \quad (18)$$

где ν - коэффициент кинематической вязкости среды, m^2/c ;

$\alpha = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}$ - коэффициент температуропроводности среды, m^2/c ;

Критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot d_{вн}^3 \cdot \Delta t}{\nu^2}, \quad (19)$$

где $\beta = \frac{1}{T_{жс}} = \frac{1}{(t_{жс} + 273,15)}$ - коэффициент объемного расширения

среды, K^{-1} ;

$g = 9,8$ - ускорение свободного падения, m/c^2 ;

$\Delta t = (t_{ст} - t_{ж})$ - разность температур между температурой стенки $t_{ст}$ и средней температурой потока среды $t_{ж}$, K ;

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн}}{\nu}, \quad (20)$$

$d_{вн}$ - внутренний диаметр труб,

$d_{вн} = d_H - 2\delta$, m .

ν - коэффициент кинематической вязкости среды, m^2/c ; (при t_2^{cp} , $^{\circ}C$).

Скорость движения воды в трубах определяется уравнением:

$$\omega = \frac{V_B}{f_B}, \quad (21)$$

где V_B – объемный расход воды через ТА, м³/с;
 f_B – свободное сечение одного хода трубного пучка, м².
Объемный расход воды через теплообменник равен:

$$V_B = \frac{M_B}{\rho_B} \cdot \text{м}^3/\text{с}, \quad (22)$$

где $\rho_B = 958,4 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды при $t_2^{\text{cp}}, ^\circ\text{C}$; M_B –
кг/с – расход воды
Скорость движения среды находят из уравнения, м/с:

$$\omega = \frac{V \cdot (t_{\text{cp}} + 273)}{f \cdot 273}, \quad (23)$$

где V - объемный расход среды, м³/с;
 f - свободное (живое) сечение для прохода среды в теплообменном аппарате, м²;
 t_{cp} - средняя температура потока среды, К;

Свободное сечение для прохода среды внутри круглых труб определяют с помощью уравнения, м²:

$$f = S \cdot m, \quad (24)$$

где m - число параллельно включенных труб по ходу среды;

$$S = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} - \text{площадь внутреннего сечения одной трубы, м}^2.$$

Используя формулу (24) методом последовательных приближений подбирают такое число труб в одном ходу, чтобы скорость движения внутри труб была в пределах 1 – 2 м/с.

Задаются в приближении числом трубок в одном ходу равным m , шт, и определяют свободное сечение для прохода среды внутри круглых труб по уравнению (24).

Свободное сечение для прохода среды в межтрубном пространстве теплообменного аппарата находят, м²:

$$f = \frac{\pi}{4} [D_k^2 - n d_n^2], \quad (25)$$

где D_k - внутренний диаметр корпуса ТА, м;
 d_n - наружный диаметр труб, м;
 n - общее число труб в ТА.

1.4. Теплоотдача при конденсации движущегося потока пара

Если в качестве греющей среды используется пар, то происходит его конденсация в межтрубном пространстве теплообменного аппарата. Теплоотдачу **при конденсации движущегося потока пара** можно рассчитать [5] с помощью уравнения для ламинарного течения конденсата, Вт/(м²К):

$$\alpha_1 = \left(1 + 3,62 \chi^4 \frac{Fr}{Pr \cdot K} \right)^{0,25} \cdot \alpha_0. \quad (26)$$

В этом уравнении:

$$\chi = 0,9 \left[1 + \left(\frac{Pr \cdot K}{R} \right)^{1/3} \right] - \text{параметр};$$

Pr - критерий Прандтля для конденсата;

Pr_ж – критерий Прандтля при температуре воды t_2^{cp} , °С;

Pr_п – критерий Прандтля при температуре пара $t_{ст}$, °С.

$$R = \left(\frac{\rho_k \cdot \mu_k}{\rho_p \cdot \mu_p} \right)^{0,5} - \text{параметр при:}$$

μ_k, μ_p - динамическая вязкость конденсата и пара, Па·с;

ρ_k при $t_{ст}$, °С;

μ_k при $t_{ст}$, °С;

ρ_p при t_p , °С;

μ_p при t_p , °С.

Критерий Кутателадзе, характеризующий процесс изменения агрегатного состояния среды:

$$K = \frac{r}{c \cdot \Delta t} = \frac{r}{(h_p - h_k)} \quad (27)$$

r - теплота парообразования, кДж/кг при t_p , °С;

$\Delta t = (t_p - t_c)$ - температурный напор между потоком пара и стенкой трубы;

h_p, h_k - энтальпии пара и конденсата, кДж/кг; h_p при t_p , °С; h_k при $t_{ст}$, °С.

Критерий Фруда:

$$Fr = \frac{\omega_p^2}{g \cdot d_n} \quad (28)$$

ω_p - скорость движения пара, м/с;

d_n - наружный диаметр труб, м;

$g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения

Определяют скорость движения пара:

$$\omega_{\text{п}} = \frac{V}{f_{\text{п}}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (29)$$

$f_{\text{п}}$ – свободное (живое) сечение для прохода пара, м²;

Рассчитывают объемный расход среды:

$$V = \frac{G}{\rho_{\text{п}}}, \text{м}^3/\text{с}, \quad (30)$$

где G – массовый расход пара;

$\rho_{\text{п}}$ – плотность пара, кг/м³ (при t_1' °С)

Определяют свободное сечение для прохода пара:

$$f_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} \cdot [D_{\text{к}}^2 - n \cdot d_{\text{н}}^2], \text{м}^2; \quad (31)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб, м;

$$n = m \cdot z,$$

n – общее число труб в ТА

z – число ходов среды в ТА;

$D_{\text{к}}$ – внутренний диаметр корпуса ТА, м, рассчитаем его по формуле:

$$D_{\text{к}} = \frac{D'}{S} \cdot S + d_{\text{н}} + 2 \cdot b, \text{м}; \quad (32)$$

$$D' = \frac{D'}{S} \cdot S$$

$$\frac{D'}{S} = 14 \text{ (при } n=200\text{)};$$

$$S = 1,5 \cdot d_{\text{н}};$$

$b = 8 \cdot 10^{-3}$ м (выбирают оптимальное значение, принимаемое в заданных пределах $b = (6 \dots 12) \cdot 10^{-3}$ м)

Средний коэффициент теплоотдачи при конденсации неподвижного пара определяют по формуле, Вт/(м²К):

$$\alpha_0 = 0,728 \left(\frac{\lambda_{\text{к}}^3 \cdot \rho_{\text{к}}^2 \cdot g \cdot r}{\mu_{\text{к}} \cdot \Delta t \cdot d_{\text{н}}} \right)^{0,25} \quad (33)$$

Физические параметры конденсата $\lambda_{\text{к}}$, $\rho_{\text{к}}$, $\mu_{\text{к}}$ определяют по средней температуре наружной поверхности стенки трубы $t_{\text{ст}}$, а параметры пара $\rho_{\text{п}}$, $\mu_{\text{п}}$, $h_{\text{п}}$ по температуре насыщения, при заданном давлении:

$$\lambda_{\text{к}}^3, \text{Вт/мК при } t_{\text{ст}}, \text{°С};$$

ρ_k , кг/м³ при $t_{ст}$, °С;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

r , кДж/кг при $t_{п}$, °С;

μ_k , Па·с при $t_{ст}$, °С;

$\Delta t = t_{п} - t_{ст}$, °С – температурный напор между потоком пара и стенкой трубы.

Температуру наружной поверхности трубы $t_{ст}$ можно приближенно определить, используя формулу

$$t_{ст} = t_{п} - 0,5t_{л}.$$

Теплоотдачу при конденсации движущегося потока пара рассчитывают по формуле (26), Вт/м²К:

$$\alpha_1 = \left(1 + 3,62 \chi^4 \frac{Fr}{Pr \cdot K} \right)^{0,25} \cdot \alpha_0.$$

1.5 Определение коэффициента теплопередачи

Определив коэффициенты теплоотдачи со стороны нагреваемого α_1 и греющего α_2 теплоносителей, а также, зная термические сопротивления стенки и загрязняющих сред, определяют коэффициент теплопередачи k теплообменного аппарата.

Коэффициент теплопередачи k в уравнении (2) определяют для цилиндрических разделяющих поверхностей с помощью следующей формулы, Вт/(м²К) [3]:

$$k = \left(\frac{d_i}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{d_i}{2\lambda_{см}} \cdot \ln \frac{d_н}{d_{вн}} + \frac{d_i}{\alpha_2 d_н} \right)^{-1}, \quad (34)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи, характеризующий интенсивность теплообмена между внутренней и наружной поверхностями стенки трубы и протекающими теплоносителями, Вт/(м²К);

$\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности стенки, разделяющей теплоносители, Вт/(мК);

$\lambda_{ст} = 105$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности латунных трубок ТА;

$d_{вн}$, $d_н$, $d_i = 0,5(d_{вн} + d_н)$ – внутренний, наружный и расчетный диаметры труб, м.

Для тонких цилиндрических стенок, когда отношение $d_н/d_{вн} \leq 1,5$ то применима формула [2] для плоских разделяющих поверхностей, Вт/(м²К):

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{см}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (35)$$

где δ - толщина стенки, м.

При проектировании теплообменных аппаратов необходимо учитывать реальные условия их эксплуатации, когда на внутренней и наружной поверхности стенки происходят отложения накипи, извести, ржавчины или других загрязняющих веществ. Все это приводит к снижению коэффициента теплопередачи k и, как следствие, к увеличению поверхности теплообмена ТА.

Коэффициент теплопередачи с учетом загрязнения поверхностей теплообмена может быть определен [4] по уравнению, Вт/(м²К):

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_{зв} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + R_{зн} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (36)$$

где $R_{зв}$ и $R_{зн}$ - термические сопротивления загрязняющих веществ с внутренней и наружной поверхности стенки, (м²К)/Вт, определяемые по табл.2 Приложения.

$\lambda_{ст} = 105 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ - коэффициент теплопроводности латунных трубок ТА;

$\delta = 0,001$ м - толщина стенки трубок;

$R_{заг} = 2,1 \cdot 10^{-4}$ (м² · К)/Вт - термическое сопротивление загрязняющих веществ на поверхности трубок (внутри и снаружи).

2. Определение типоразмера теплообменного аппарата

2.1 Определение площади поверхности теплообменного аппарата

Используя формулу (2), находят площадь поверхности теплообменного аппарата, м²:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{л}}, \quad (28)$$

где Q , Вт - теплопроизводительность аппарата;

k , Вт/(м² · К) - коэффициент теплопередачи;

$\Delta t_{л}$, °С - средний логарифмический напор между средами.

2.2 Определение площади теплообменного аппарата с учётом загрязнения поверхностей теплообмена

Определяют площадь поверхности теплообменного аппарата с учётом загрязнения поверхностей теплообмена по формуле:

$$F_{загр} = \frac{Q}{k_{загр} \cdot \Delta t_{л}}, \text{ м}^2, \quad (30)$$

где Q , Вт - теплопроизводительность аппарата;

k , Вт/(м² · К) - коэффициент теплопередачи;

$\Delta t_{л}$, °С - средний логарифмический напор между средами.

2.3 Определение длины труб теплообменного аппарата

Определяют длину труб теплообменного аппарата по формуле:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n}, \text{ м}, \quad (31)$$

где $d_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (d_{\text{н}} + d_{\text{вн}})$, м – средний расчетный диаметр труб;
 n – общее число труб в ТА.

2.4 Определение длины труб теплообменного аппарата с учётом загрязнения поверхностей теплообмена

Определяют длину труб теплообменного аппарата с учётом загрязнения поверхностей теплообмена по формуле:

$$L_{\text{загр}} = \frac{F_{\text{загр}}}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n}, \text{ м}, \quad (32)$$

где $d_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (d_{\text{н}} + d_{\text{вн}})$, м
 $d_{\text{ср}}$ – средний расчетный диаметр труб;
 n – общее число труб в ТА.

2.5 Определение диаметров патрубков для подвода воды и пара (конденсата)

Диаметр подводящего патрубка по пару определим по формуле:

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{п}}}}, \text{ м}, \quad (33)$$

где G , кг/с – расход пара;
 $\rho_{\text{п}} = 4,122$ кг/м³ – плотность пара;
 $\omega_{\text{п}}$ – средняя скорость движения пара в трубопроводах.

Определяют диаметр подводящего патрубка воде:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_2}{\pi \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в}}}}, \text{ м}, \quad (34)$$

где M_2 , кг/с – расход воды;
 $\rho_{\text{в}} = 958,4$ кг/м³ – плотность воды;
 $\omega_{\text{в}} = 1,4$ – средняя скорость движения воды в трубопроводах.

3 Выбор теплообменного аппарата

По полученному значению F выбирают по имеющимся справочным данным, соответствующий теплообменный аппарат, обеспечивающий заданные тепловые режимы, представляют его чертеж (формат А4), описывают назначение, технические характеристики, область применения, устройство, принцип работы.

Библиографический список

1. Справочник по теплообменным аппаратам /П.И.Бажан, Г.Е.Каневец, В.М. Селиверстов - М.: Машиностроение, 1989.-366с.
2. Теплотехника: Учеб. для вузов/А.П.Баскаков, Б.В.Берг, О.К.Витт и др.; Под ред. А.П.Баскакова.- 2- е изд.перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1991.-224с.
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие.-М.: Энергоатомиздат,1990.-367с.
4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник /Под ред. В.А.Григорьева и В.М.Зорина.-М.: Энергоатомиздат, 1983.-552с.
5. Теплопередача: Учеб. для вузов/В.П. Исаченко, В.А.Осипова, А.С.Сукомел.-М.:Энергоиздат,1981.-416с.
6. Киселев И.Г. Теплотехника на подвижном составе железных дорог: Учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта.- М.: ГОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2008.-278с.
7. Вукалович М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. Изд. 7-е. М.: Госэнергоиздат,1963.

Приложение

Таблица 1

Технические характеристики рекуперативных теплообменных аппаратов

N П/ П	Диаметр корпуса D _к , мм.	Кол-во трубок n, шт.	Диаметр трубок d _т , мм.	Длина трубок l, мм.	Расход воды M _в , т/ч	Число ходов по воде, z	Температура воды на входе и выходе		Давление пара P _п , МПа	Расположение трубок
							t ₂ ', °C	t ₂ " , °C		
1	325×5	68	19×1	3,0	16	4	70	150	0,79	Шахматное
2	426×6	124	19×1	3,0	29	4	70	150	0,79	Шахматное
3	480×6	176	19×1	3,0	42	4	70	150	0,79	Шахматное
4	530×7	232	19×1	3,0	55	4	70	150	0,79	Шахматное
5	630×7	392	19×1	3,0	93	4	70	150	0,79	Шахматное
6	720×8	560	19×1	3,0	133	4	70	150	0,79	Шахматное
7	820×10	792	19×1	3,0	188	4	70	150	0,79	Шахматное
8	325×5	68	19×1	3,0	32	2	70	130	0,79	Коридорное
9	426×6	124	19×1	3,0	55	2	70	130	0,79	Коридорное
10	480×6	176	19×1	3,0	84	2	70	130	0,79	Коридорное
11	530×7	232	19×1	3,0	111	2	70	130	0,79	Коридорное
12	630×7	392	19×1	3,0	182	2	70	130	0,79	Коридорное
13	720×8	560	19×1	3,0	261	2	70	130	0,79	Коридорное
14	820×10	792	19×1	3,0	358	2	70	130	0,79	Коридорное
15	325×5	68	19×1	2,0	29	2	70	95	0,27	Шахматное
16	426×5	124	19×1	2,0	53	2	70	95	0,27	Шахматное
17	480×6	176	19×1	2,0	76	2	70	95	0,27	Шахматное
18	530×7	232	19×1	2,0	104	2	70	95	0,27	Шахматное
19	630×7	392	19×1	2,0	170	2	70	95	0,27	Шахматное
20	720×8	560	19×1	2,0	251	2	70	95	0,27	Шахматное
21	820×10	792	19×1	2,0	342	2	70	95	0,27	Шахматное

Примечание: материал трубок - латунь Л68 ($\lambda = 105$ Вт/(мК))

Таблица 2

Термические сопротивления различных загрязнений на стенках теплообменников (РТМ 26-01-36)

Теплоносители и загрязнения	R _{згр} , м ² К/Вт
пары воды	0,0009
вода речная	0,00017 - 0,00035
вода оборотная	0,00018 - 0,00023
вода морская	0,00021 - 0,00053
нефть	0,00029
масла	0,00035
мазут	0,00050
Твердые вещества при толщине слоя $\delta \approx 0,5$, мм	
накипь	0,00033
ржавчина	0,00050
гипс	0,00083
известь	0,00042

Таблица 3

Физические свойства воды на линии насыщения [7]

t, °C	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	h, кДж/кг	C_p , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°C)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	Pr
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	0,88

Таблица 4

Физические свойства водяного пара на линии насыщения [7]

t, °C	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м ³	h, кДж/кг	г, кДж/кг	C_p , кДж/(кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·°C)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,4	2,395	2,884	4,728	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,394	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	4,291	0,658	17,76	1,06	1,61