



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика»

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовой работе по дисциплинам
«Теплотехника», «Энергетические машины и
установки», «Холодильные установки бытового
и промышленного назначения»

Составители:

Бабенков Ю. И., Озерский А. И. Коваленко
Ю. В., Романов В. В., Галка Г. А.

Ростов-на-Дону, 2013



Аннотация

Тепловой расчет кожухотрубчатого теплообменника: Методические указания к курсовой работе по дисциплинам «Теплотехника», «Энергетические машины и установки» и «Холодильные установки бытового и промышленного назначения» –Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. – 35с.

В компактной форме приводится тепловой расчет кожухотрубчатого теплообменника.

Курсовая работа предназначена для студентов 2, 3 и 4 - го курсов всех форм обучения для технических специальностей.

Составители:

канд. техн. наук, доц. Ю. И. Бабенков,
канд. техн. наук, доц. А. И. Озерский,
канд. техн. наук, доц. Ю. В. Коваленко,
канд. техн. наук, доц. В. В. Романов,
ассистент каф. «ТиПГ» Г. А. Галка





Оглавление

Основные обозначения	4
Индексы	4
Общие положения	5
Расчет теплообменного аппарата	6
Литература.....	34



ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Q - количество теплоты, Дж;
 q -тепловой поток, Вт/м
 T, t -температура
 α -коэффициент теплоотдачи
 λ -коэффициент теплопроводности
 F -поверхность теплообмена
 δ -толщина стенки
 K -коэффициент теплопередачи
 ρ -плотность
 r -теплота парообразования
 μ -коэффициент динамической вязкости
 ν -коэффициент кинематической вязкости
 g -ускорение свободного падения
 n -число труб в теплообменнике
 W -скорость теплоносителя
 V -объемный расход
 D, d -диаметр
 G, m -массовый расход
 Cp -теплоемкость
 i -энтальпия
 l -длина
 η -коэффициент полезного действия
 Nu -критерий Нуссельта
 Re -критерий Рейнольдса
 Pr -критерий Прандтля
 Gr -критерий Грасгофа

ИНДЕКСЫ

ж-жидкости
 c, ct -стенки
 1 -параметры горячего теплоносителя
 2 -параметры холодного теплоносителя



ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Практическая работа выполняется по материалу, изученному студентами в курсе «Теплотехника при переработке пластмасс». При выполнении работы студент должен научиться применять теоретические знания к решению контрольного инженерного задания, связанного с расчетом теплообменного устройства.

В процессе выполнения курсовой работы студент должен:

- рассчитать основные параметры теплообменного устройства;
- подобрать необходимые стандартные элементы;
- вычертить принципиальную схему теплообменника.

Пояснительная записка объемом 20-25 страниц формата 11 (210X297) должна содержать задание на курсовую работу, принципиальную схему теплообменного устройства, теоретическую часть, расчетную часть, выводы по работе и список использованной литературы.

В тексте пояснительной записки и расчетах должно соблюдаться единство обозначений и терминологии, принятой в теплотехнике. Все расчеты выполняются в системе СИ. Текст и расчеты в случае необходимости должны сопровождаться схемами и рисунками. Расчеты выносятся в отдельные строки. Сначала записываются расчетные формулы в буквенных обозначениях, а затем с численными значениями входящих в них величин.

При проведении расчетов достаточна точность в три значащие цифры. Выполняя вычисления, всегда необходимо помнить о той точности, которую требуется получить. Совершенно недопустимо выполнять вычисления с большей точностью чем та, которую имеют исходные задачи. Например три верных знака в числе дают точность числа от 0,1 % до 1%. Этого достаточно для технических расчетов, так как современные средства технических измерений обычно дают возможность снимать показания с тремя верными знаками.



РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Теплообменным аппаратом называется устройство для передачи теплоты от одного теплоносителя другому. В машиностроении наиболее часто используются теплообменные аппараты, в которых теплота передается через твердую стенку. Конструкции теплообменных аппаратов разнообразны. Наиболее распространены трубчатые теплообменники, в которых один теплоноситель движется в трубах, а другой в межтрубном пространстве. Для уменьшения термического сопротивления разделяющая стенка выполняется из материала с хорошей теплопроводностью: меди, стали, латуни, сплава алюминия и других. Течение теплоносителей относительно друг друга может быть прямоточным, противоточным и перекрестным.

На практике чаще используются противоточные схемы движения, поскольку при одинаковых температурах входящих теплоносителей средняя разность температур между теплоносителями при противотоке всегда больше, чем при прямотоке. Это означает, что для передачи одного и того же теплового потока при противоточной схеме требуется теплообменник меньшей площади. Средняя разность температур между теплоносителями при перекрестном токе меньше, чем при противотоке, но больше чем при прямотоке.

Для интенсификации теплообмена увеличивают скорость движения теплоносителей. Рекомендуемые скорости движения теплоносителей в трубах:

Вода-0,5-3,0 м/с

Масло-0,2-1,0 м/с

Газ-15-30 м/с

Пар-30-50 м/с

Проходное сечение межтрубного пространства обычно превышает проходное сечение труб в 2,5-3 раза.

Уравнение теплового баланса

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\pi}$$

$$\text{или } Q_1 = \eta Q_1, \text{ где}$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_{\pi}}{Q_1} = \frac{Q_2}{Q_1}$$

Здесь Q_1 – подводимая теплота

Q_2 – отводимая теплота

Q_{π} – тепловые потери



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

η – к.п.д. теплообменника

Уравнение теплопередачи

$$Q_1 = kF\Delta T$$

Где K – коэффициент теплопередачи

F - поверхность теплообмена

ΔT - средняя разность температур между теплоносителями.

Для двух теплоносителей, не меняющих фазового состояния уравнение теплового баланса

$$G_1 C_1 (T_1^H - T_1^K) \eta = G_2 C_2 (T_2^K - T_2^H)$$

Где G_1 и G_2 - расходы теплоносителя

C_1 и C_2 – теплоемкости

T_1^H – начальная температура горячего теплоносителя

T_1^K – конечная температура горячего теплоносителя

T_2^H – начальная температура холодного теплоносителя

T_2^K – начальная температура холодного теплоносителя

Как правило, для труб, применяемых в теплообменных аппаратах, $\frac{d_H}{d_B} < 1,4$, тогда расчет коэффициента теплопередачи мож-

но вести по зависимости для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Где α_1 и α_2 – коэффициенты теплопередачи с одной и другой стороны стенки

δ - толщина стенки

λ - коэффициент теплопроводности материала стенки

Ориентировочный расчет значения термического сопротивления загрязнений поверхности может быть проведен по формуле

$$K_0 = \varphi K$$

Где φ – поправочный коэффициент. Обычно $\varphi = 0,65 - 0,85$

При использовании табличных данных значения теплофизических свойств теплоносителей выбирают при средних температурах T_1 и T_2 . Среднюю температуру среды с наименьшей разницей между начальной и конечной температурами рассчитывают как среднеарифметическую

$$T_1 = \frac{T_1^H + T_1^K}{2}$$



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

Для второго теплоносителя средняя температура

$$T_2 = T_1 - \Delta T$$

Средняя разность температур между теплоносителями вычисляются по формуле

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\text{н}} - \Delta T_{\text{к}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{н}}}{\Delta T_{\text{к}}}}$$

Здесь $\Delta T_{\text{н}}$ – начальная разность температур (в начале поверхности теплообмена)

$\Delta T_{\text{к}}$ – конечная разность температур (в конце поверхности теплообмена)

При движении жидкости вдоль поверхности теплообмена различают следующие режимы переноса теплоты:

1. Ламинарный (вязкостный) режим. Он наблюдается при $Re_{\text{ж}} < 2300$ и $(Gr_{\text{ж}} \cdot Pr_{\text{ж}}) < 8 \cdot 10^6$. Коэффициент теплоотдачи для горизонтальных труб определяется по формуле

$$Nu_{\text{зд}} = 0,15 Re_{\text{зд}}^{0,33} Pr_{\text{ж}}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}$$

Здесь Nu - критерий Нуссельта

Re - критерий Рейнольдса

Pr - критерий Прандтля

Индекс «Ж» указывает, что теплофизические постоянные определяются по средней температуре жидкости.

Индекс «СТ» - по температуре стенки

Индекс «d» указывает, что за характерный размер применяется диаметр трубопровода.

2. Вязкостно – гравитационный режим. Теплообмен в этом случае определяется совместным действием вынужденной и естественной конвекции. Этот режим наблюдения при $Re_{\text{ж}} < 2300$. $(Gr_{\text{ж}} \cdot Pr_{\text{ж}}) > 8 \cdot 10^6$.

$$Nu_{\text{зд}} = 0,15 Re_{\text{зд}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} Gr_{\text{зд}}^{0,1} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}$$

где Gr – критерий Грасгофа.

3. Турбулентный режим

Расчет теплоотдачи при турбулентном режиме течения в трубах и каналах несжимаемой жидкости с числом $Pr > 0,7$ можно производить по формуле



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$Nu_{жд} = 0,021 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{\varepsilon}$$

Где $\varepsilon_{\varepsilon}$ – поправка на начальный участок

При $\frac{l}{d} > 50, \varepsilon_{\varepsilon} = 1$

Поправка $\varepsilon_{\varepsilon}$ колеблется от 1 до 1,65

При $\frac{l}{d} > 50, \varepsilon_{\varepsilon} = 1 + \frac{2}{\frac{l}{d}}$

Здесь l – длина трубы

d – диаметр трубы

Для двухатомных газов $Pr = 0,71$ и формула для расчета коэффициента теплоотдачи упрощается

$$Nu_{жд} = 0,018 Re_{жд}^{0,8}$$

В кольцевом канале (теплообмен осуществляется только через стенку внутренней трубы)

$$Nu_{жд} = 0,017 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{\varepsilon} \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1} \right)^{0,18}$$

Здесь α_1 – наружный диаметр внутренней трубы

α_2 – внутренний диаметр наружной трубы

За характерный размер принимается двойная ширина кольцевой щели между трубами

$$\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$$

При продольном омывании пучка труб за характерный размер принимается эквивалентный диаметр

$$d_{\varepsilon} = \frac{D^2 - nd_2^2}{D + nd_2}$$

Где d_2 – наружный диаметр труб

n – число труб

D – внутренний диаметр кожуха

При обогреве прессформ валов, каландаров пар движется и конденсируясь отдает стенкам теплоту. Коэффициент теплоотдачи для горизонтальных труб может быть определен по формуле

$$\alpha = 0,728 \left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda} \right)^3 \frac{\mu}{\mu_c} \right]^{0,125} \cdot \left[\frac{r \rho^2 g \lambda^3}{\mu (t_H - t_c) d} \right]^{0,25}$$

Где r – теплота парообразования

ρ – плотность конденсата

μ – динамическая вязкость



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

t_n - температура насыщения

t_c - температура стенки

α - диаметр трубопровода

μ_c, λ_c - параметры теплоносителей при температуре стенки.

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи

$$\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

Свободная конвекция в газах – 5 - 30

Свободная конвекция воды - $10^2 - 10^3$

Вынужденная конвекция газов – 10 - 500

Вынужденная конвекция воды – 500 - $2 \cdot 10^4$

Кипение воды - $2 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$

Конденсация водяного пара - $4 \cdot 10^3 - 10^5$

Пример 1.

Провести конструктивный тепловой расчет кожухотрубчатого теплообменника (рис.1.), в котором насыщенным паром с давлением $P_n = 0,4$ Мпа, греется, проходящая по трубкам вода от $t_{\text{нач}} = 15^\circ \text{C}$, до $t_{\text{кон}} = 90^\circ \text{C}$. Объемный расход воды $V_2 = 1 \text{ М}^3/\text{с} = 10^{-3} \text{ М}^3/\text{с}$.

Решение. Тепловой поток, необходимый для нагревания воды

$$Q_2 = \rho_2 V_2 (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}) C_p = 992,6 \cdot 10^{-3} \cdot (90 - 15) \cdot 4,18 = 311 \text{ кВт}$$

Здесь $\rho_2 = 992,6 \text{ кг}/\text{М}^3$ - плотность воды;

$$C_p = 4,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{М}} - \text{теплоемкость воды}$$

По таблицам водяного пара определяем параметры пара и конденсата. При $P_n = 0,4 \text{ МПа}$ температура пара

$t_1 = 144^\circ \text{C}$, энтальпия пара $i'' = 2739 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, энтальпия

конденсата $i' = 604,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Расход пара



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$G = \frac{Q_2}{i'' - i'} = \frac{311}{2739 - 604,7} = 0,146 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Принимаем трубы из латуни $\lambda = 106 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{°С}}$, диаметром $d_{\text{вн}}/d_{\text{н}} = 16/18 \text{ мм}$.

Здесь λ – коэффициент теплопроводности латуни.

Внутренний диаметр трубы принимаем таким, чтобы скорость жидкости была в пределах $(0,5-3) \text{ м/с}$.

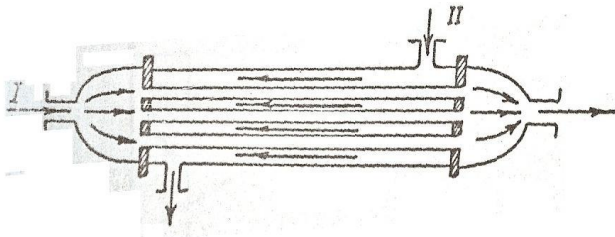


Рис. 1

Схема простейшего кожухотрубчатого рекуперативного теплообменника

Для передачи теплоты от одного теплоносителя (I) к другому (II).

Средняя температура холодного теплоносителя

$$t_{2\text{ср}} = \frac{t_{\text{кон}} + t_{\text{нач}}}{2} = \frac{90 + 15}{2} = 52,5 \text{ °С}$$

Начальная разность температур

$$\Delta t_{\text{нач}} = t_1 - t_{\text{нач}} = 144 - 15 = 129 \text{ °С}$$

Конечная разность температур

$$\Delta t_{\text{кон}} = t_1 - t_{\text{кон}} = 144 - 90 = 54 \text{ °С}$$

Среднюю температуру стенки принимаем как среднюю между средними температурами теплоносителя.

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_1 + t_{2\text{ср}}}{2} = \frac{144 + 52,5}{2} = 98,25 \text{ °С}$$

Средний перепад температур между теплоносителями

$$\Delta t_{ст} = \frac{\Delta t_{нач} - \Delta t_{кон}}{\ln \frac{\Delta t_{нач}}{\Delta t_{кон}}} = \frac{129 - 54}{\ln \frac{129}{54}} = 86,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

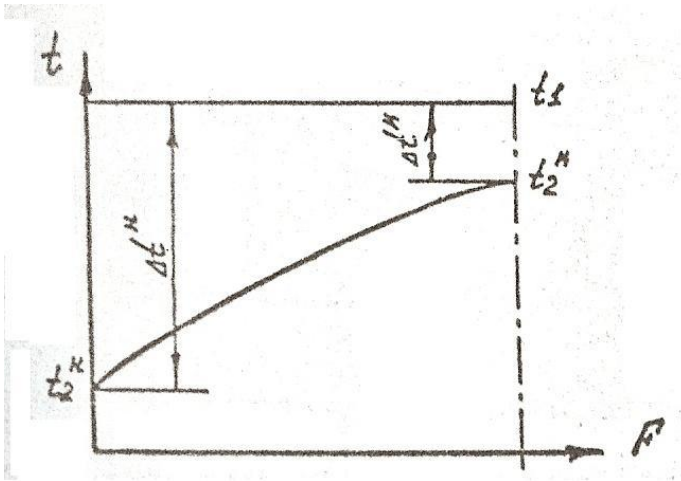


Рис. 2

Изменение температуры по поверхности теплообмена

Принимаем скорость движения воды в трубах $W_2 = 1 \text{ М/с}$.

Суммарное сечение труб для прохода воды

$$F_{тр} = \frac{V_2}{W_2} = \frac{10^{-3}}{1} = 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площадь внутреннего сечения одной трубы

$$F_{1тр} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} = \frac{3,14 * (16 * 10^{-3})^2}{4} = 2,01 * 10^{-4} \text{ м}^2$$

Число параллельно включенных трубок

$$n = \frac{F_{тр}}{F_{1тр}} = \frac{10^{-3}}{2,01 * 10^{-4}} \approx 5$$

Уточненное значение скорости течения воды в трубах

$$W_2 = \frac{V_2}{n * F_{1тр}} = \frac{10^{-3}}{5 * 2,01 * 10^{-4}} = 0,995 \text{ М/с}$$



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

Теплофизические свойства воды (конденсата) при $t_1 = 144^\circ\text{C}$, коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,685 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$, плотность $\rho = 922,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, коэффициент динамической вязкости $\mu = 201 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$, теплота парообразования $\tau = 2134 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

При $t_{\text{ст}} = 98,25$: $\lambda_c = 0,683 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$,
 $\mu_c = 282 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

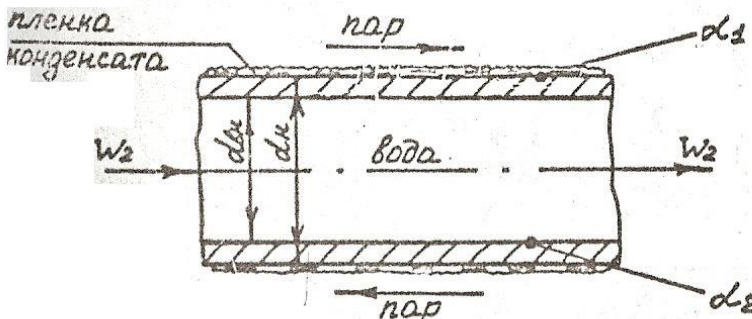


Рис. 3
 Схема движения теплоносителей

α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны пара и со стороны воды.

Средний коэффициент теплоотдачи от конденсата к стенке.

$$\alpha_1 = 0,728 * \sqrt[4]{\frac{\alpha^3 \rho^2 g r}{\mu(t_1 - t_{ст}) d_n} \left[\left(\frac{\lambda_c}{\lambda} \right)^2 \frac{\mu}{\mu_c} \right]^{0,125}}$$

$$= 0,728 * \sqrt[4]{\frac{0,685^3 * 922,6^2 * 9,81 * 2134 * 10^3}{201 * 10^{-6} * (144 - 98,25) * 0,018} * \left[\left(\frac{0,683}{0,685} \right)^2 \right]}$$

$$* \left[\frac{201 * 10^{-6}}{282 * 10^{-6}} \right]^{0,125} = 9514 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Теплофизические свойства воды при температуре $t_{2cp} = 52,5 \text{ }^\circ\text{C}$. $\lambda_{ж} = 0,648 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$; коэффициент кинематической вязкости $\vartheta_{ж} = 0,556 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$; число Прандтля $Pr_{ж} = 3,54$; при температуре стенки $t_{ст} = 98,25 \text{ }^\circ\text{C}$, $Pr_{ст} = 1,75$.

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = \frac{W_2 * d_{вн}}{\vartheta_{ж}} = \frac{0,995 * 0,016}{0,556 * 10^{-6}} = 2,86 * 10^4$$

Режим течения турбулентный.

Число Нуссельта

$$Nu_{ж} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$$

$$= 0,021 * (2,86 * 10^4)^{0,8} * 3,54^{0,43} \left(\frac{3,54}{1,75} \right)^{0,25} = 157,4$$

Коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней поверхности стенки

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{ж} * \lambda_{ж}}{d_{вн}} = \frac{157,4 * 0,648}{0,016} = 6375 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Учитывая, что $d_n/d_{вн} < 1,5$ расчет коэффициента тепло-

передачи можно производить по формуле для плоской стенки.



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9514} + \frac{0,001}{106} + \frac{1}{6375}} = 3685 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q_2}{K * \Delta t_{cp}} = \frac{311 * 10^3}{3685 * 86,2} = 0,98 \text{ м}^2$$

Уточним температуры поверхности стенки трубки.

Со стороны пара.

$$t_{ст1} = t_1 - \frac{Q_2}{\alpha_1 * F} = 144 - \frac{311 * 10^3}{9514 * 0,98} = 111 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Со стороны воды.

$$t_{ст2} = t_{ст1} - \frac{Q_2 * \delta}{\lambda * F} = 111 - \frac{311 * 10^3 * 10^{-3}}{106 * 0,98} = 108 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Повторив расчет (начиная с коэффициента теплоотдачи) с уточненным значением температур $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$ получим $F = 0,979 \text{ м}^2$. Поскольку расхождение уточненной величин F с предыдущей меньше 10%, дальнейших уточнений можно не делать и считать этот результат окончательным.

Задаемся коэффициентом использования поверхности теплообмена $\eta_f = 0,8$ реального теплообменника.

Поверхность теплообмена будет равна

$$F' = F / \eta = \frac{0,979}{0,8} = 1,22 \text{ м}^2$$

Длина трубок

$$l = \frac{F'}{n * \pi d_{cp}} = \frac{1,22}{5 * 3,14 * 0,017} = 4,57 \text{ м}$$

$$\text{Здесь } d_{cp} = \frac{d_n + d_{вн}}{2} = \frac{18 + 16}{2} = 17 \text{ мм}$$

Проходное сечение межтрубного пространства обычно превышает проходное сечение труб в $2,5 \div 3$ раза.

Площадь проходного сечения для пара.

$$F_n = 3 * F_{тр} = 3 * 10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутренний диаметр кожуха



$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{н}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,548 \text{ м.}$$

Пример 2. В противоточном водяном теплообменнике типа “ труба в трубе” определить площадь поверхности нагрева, если греющая вода поступает с температурой $t_1^{\text{н}} = 97^{\circ}\text{C}$ и её расход равен $m_1 = 1 \text{ кг / с}$. Греющая вода движется по внутренней стальной трубе с диаметром $d_2/d_1 = 40 / 37_{\text{мм}}$.

Теплопроводность стальной трубы $\lambda = 50 \text{ Вт / м}\cdot\text{к}$. Нагреваемая жидкость движется по кольцевому каналу между трубами и нагревается от температуры $t_2^{\text{н}} = 17 \dots 47^{\circ}\text{C}$. Внутренний диаметр внешней трубы $D = 54 \text{ мм}$.

Расход нагреваемой воды $G_2 = 1,14 \text{ кг/с}$. Потерями от теплообмена в окружающую среду пренебречь.

Решение. Количество передаваемой теплоты:

$$Q = G_2 C_p (t_2^{\text{к}} - t_2^{\text{н}}) = 1,14 \cdot 4190 \cdot (47 - 17) = 140000 \text{ Вт.}$$

Где $C_2 = 4190 \text{ Дж/кг} \cdot \text{к}$ – теплопроводность воды.

Температура греющей воды у выхода из аппарата:

$$t_{1\text{к}} = t_1^{\text{н}} - Q/G_1 C_{p1} = 97 - 140000 / 1 \cdot 4190 = 63^{\circ}\text{C}.$$

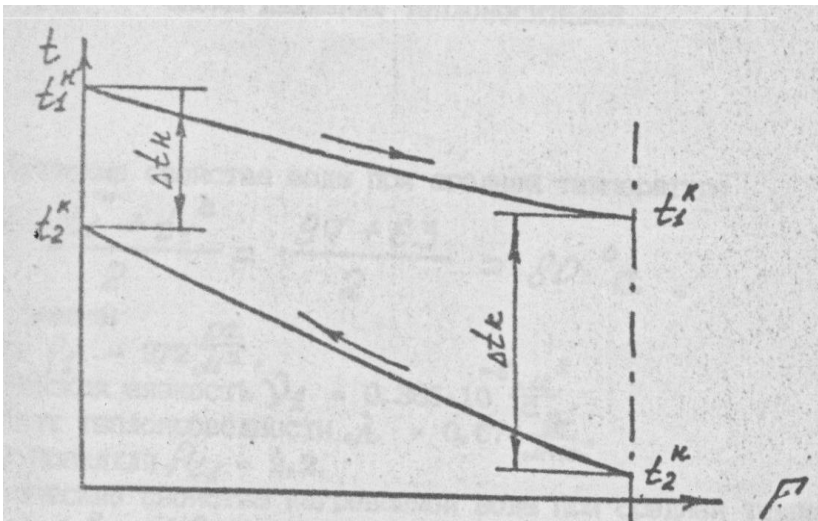


Рис. 4

Изменение температуры по поверхности теплообмена



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$\Delta t_H = t_1^H - t_2^K = 97 - 47 = 50^\circ \text{C.}$$

$$\Delta t_K = t_1^K - t_2^H = 63 - 17 = 46^\circ \text{C.}$$

Средняя температура греющего теплоносителя:

$$t_{1\text{cp}} = (t_1^H + t_1^K) / 2 = (97 + 63) / 2 = 80^\circ \text{C.}$$

Средняя температура нагреваемого теплоносителя:

$$t_{2\text{cp}} = (t_2^K + t_2^H) / 2 = (47 + 17) / 2 = 32^\circ \text{C.}$$

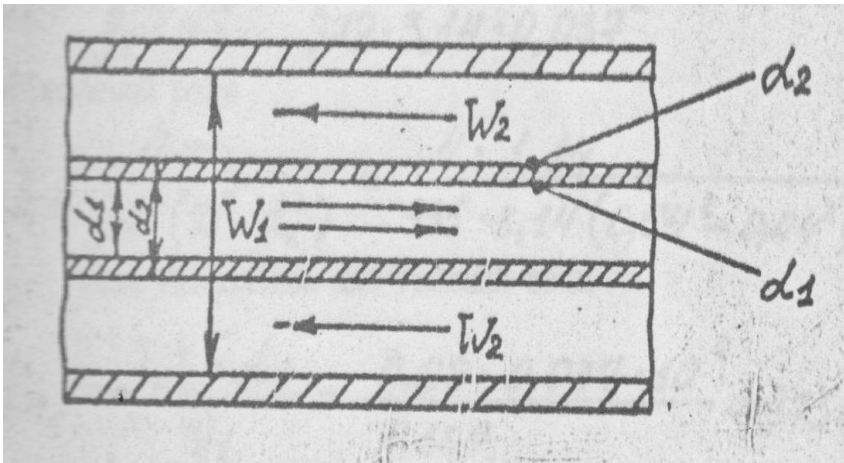


Рис. 5

Схема движения теплоносителей.

Физические свойства воды при средней температуре:

$$t_{1\text{cp}} = (t_1^H + t_1^K) / 2 = (97 + 63) / 2 = 80^\circ \text{C.}$$

следующие:

плотность $\rho_1 = 972 \text{ кг/м}^3$.

кинематическая вязкость $\nu_1 = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,674 \text{ Вт/м}\cdot\text{к}$.

критерий Прандтля $Pr_1 = 2,2$.

Физические свойства нагреваемой воды при средней температуре:

$$t_{2\text{cp}} = (t_2^H + t_2^K) / 2 = (17 + 47) / 2 = 32^\circ \text{C.}$$



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

следующие:

плотность $\rho_2 = 995 \text{ кг/ м}^3$.

кинематическая вязкость $\nu_2 = 0,776 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,62 \text{ Вт/ м}\cdot\text{к}$.

критерий Прандтля $P_{T2} = 5,2$.

Скорость движения:

греющей воды

$$W_1 = 4m_1 / \rho_1 \nu d_1^2 = 4 \cdot 1 / 972 \cdot 3,14 \cdot 0,037^2 = 0,96 \text{ м/с}$$

нагреваемой воды

$$W_2 = 4m_2 / \rho_2 \pi (D^2 - d_2^2) = 4 \cdot 1,14 / 995 \cdot 3,14 \cdot (0,54^2 - 0,04^2) = 1,03 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса для греющей воды:

$$Re_1 = W_1 \cdot d_1 / \nu_1 = 0,96 \cdot 0,037 \cdot 10^6 / 0,365 = 973000$$

Режим турбулентный.

Коэффициент теплоотдачи

$$N_{u1} = 0,021 Re_1^{0,8} \cdot P_{Tж}^{0,43} (P_{Tж1} / P_{Tст1})^{0,25} \cdot E_e$$

При: $l / d > 50$, $E_e = 1$.

Температура стенки принимает:

$$t_{ст1} = (t_{сп1} + t_{сп2}) / 2 = (80 + 32) / 2 = 56^\circ\text{C}$$

Для этой температуры $P_{Tст1} = 3,2$.

$$\text{Тогда: } N_{u1} = 0,021 \cdot 973000^{0,8} \cdot 2,2^{0,43} (2,2 / 3,2)^{0,25} = 262,$$

а коэффициент теплоотдачи α_1 от греющей воды к стенке трубы



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$\alpha_1 = N_u \cdot \lambda_1 / d_1 = 262 \cdot 0,674 / 0,037 = 4770 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Число Рейнольдса для нагреваемой воды:

$$Re_2 = W_2 \cdot d_{эк} / \nu_2$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{эк} = D - d_2 = 54 - 40 = 14 \text{ мм.}$$

Принимаем, что $t_{ст2} = t_{ст1}$, поэтому $P_{т ст2} = 3,2$.

$$\text{Тогда } N_{u2} = 0,017 Re_2^{0,8} \cdot P_{т ж2}^{0,4} (P_{т ж2} / P_{т ст2})^{0,25} \cdot E_e (D / d_2)^{0,18} =$$

$$= 0.017 \cdot 18600^{0,8} \cdot 5,2^{0,43} (5,2 / 3,2)^{0,25} \cdot 1 \cdot (54 / 40)^{0,18} = 121 ,$$

откуда коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки трубы к нагреваемой воде:

$$\alpha_2 = N_{u2} \cdot \lambda_2 / d_{эк} = 121 \cdot 0,62 / 0,014 = 5360 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = 1 / (1 / (\alpha_1 d_1) + (1 / 2 \lambda) \cdot \ln(d_2 / d_1) + 1 / (\alpha_2 d_2)) =$$

$$= 1 / (1 / (4770 \cdot 0,037) + (2,3 / (2 \cdot 50)) \cdot \ln(40 / 37) + 1 / (5360 \cdot 0,04)) = 86,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Средняя разность температур между теплоносителями:

$$\Delta t_{cp} = ((t_1^H - t_2^K) - (t_1^K - t_2^H)) / \ln((t_1^H - t_2^K) / (t_1^K - t_2^H)) =$$

$$= ((97 - 47) - (63 - 17)) / \ln((97 - 47) / (63 - 17)) = 48,4^\circ \text{C.}$$

Площадь поверхности нагрева:

$$F = Q / (\Delta t_{cp} \cdot K) = 140000 / (48,4 \cdot 86,3) = 33,6 \text{ м}^2$$

Длина трубы:



$$l = F / \pi d_1 = 33,6 / (3,14 \cdot 0,037) = 289,2 \text{ м.}$$

На этом расчет по первому приближению заканчивается.

Температура стенки со стороны греющей воды:

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{ср1}} - Q / \alpha_1 F = 80 - 140000 / (4770 \cdot 33,6) = 79^\circ \text{C.}$$

Температура стенки со стороны нагреваемой воды:

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ср2}} + Q / \alpha_2 F = 32 + 140000 / (5360 \cdot 33,6) = 33^\circ \text{C.}$$

При этих температурах $P_{\text{T ст1}} = 2,21$ и $P_{\text{T ст2}} = 5,5$.

$$\text{Тогда } (P_{\text{T ж1}} / P_{\text{T ст1}})^{0,25} = (2,2 / 2,21)^{0,25} = 1,0$$

$$(P_{\text{T ж2}} / P_{\text{T ст2}})^{0,25} = (5,2 / 5,5)^{0,25} = 0,986.$$

При проведении расчета эти отношения равны:

$$(P_{\text{T ж1}} / P_{\text{T ст1}})^{0,25} = (2,2 / 3,2)^{0,25} = 0,91 ; (P_{\text{T ж2}} / P_{\text{T ст2}})^{0,25} = (5,2 / 3,2)^{0,25} = 1,12 .$$

Поправка по определению коэффициентов теплоотдачи составляет 10%.

Необходимо производить второе приближение, начиная с определения коэффициентов теплоотдачи.

Критерий Нуссельта для греющей воды во втором приближении

$$\begin{aligned} N_{u1} &= 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot P_{\text{T ж}}^{0,43} \cdot (P_{\text{T ж}} / P_{\text{T ст}})^{0,25} \cdot Ee = \\ &= 0,021 \cdot 97300^{0,8} \cdot 2,2^{0,43} \cdot (2,2/2,21)^{0,25} \cdot 1 = 288 \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = N_{u1} \lambda_1 / d_1 = 288 \cdot 0,674 / 0,037 = 5243 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Критерий Нуссельта для нагреваемой воды:

$$N_{u2} = 0,017 \text{ Re}_2^{0,8} \cdot P_{\text{T ж}}^{0,43} \cdot (P_{\text{T ж}} / P_{\text{T ст}})^{0,25} \cdot Ee(d_2/D)^{0,18} =$$



$$= 0,017 \cdot 18600^{0,8} \cdot 5,2^{0,43} \cdot (5,2/5,5)^{0,25} \cdot 1(40/54)^{0,18} = 106,5 .$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2 = N_{\text{из}} \lambda_{\text{ж}} / d_3 = 106,5 \cdot 0,62 / 0,014 = 4718 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к} .$$

Коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned} K &= 1 / (1/(\alpha_1 d_1) + (1/2\lambda) \cdot \ln(d_2/d_1) + 1/(\alpha_2 d_2)) = \\ &= 1 / (1/(5243 \cdot 0,037) + 1/(2 \cdot 50) \cdot \ln(40/37) + 1/(4718 \cdot 0,04)) = \\ &= 94,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к} . \end{aligned}$$

Площадь поверхности нагрева:

$$F = Q / (\Delta t_{\text{ср}} \cdot K) = 140000 / (48,4 \cdot 94,5) = 30,6 \text{ м}^2 .$$

$$l = F / \pi d_1 = 30,6 / (3,14 \cdot 0,037) = 263 \text{ м} .$$

Принимаем длину труб равной 2 м, т.е. число труб равно:

$$n = l / 2 = 263 / 2 = 132 .$$

Пример 3. Определить площадь поверхности нагрева кожухотрубчатого теплообменника. Греющая вода движется по стальным трубам $\alpha = 45 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{к}$ диаметром $d_2/d_1 = 35/32$ и имеет

температуру на входе $t_1^{\text{в}} = 95^\circ\text{C}$. Расход греющей воды $G_1 = 0,592 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Нагреваемая вода движется противотоком и нагревается от $t_2^{\text{в}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_2^{\text{к}} = 45^\circ\text{C}$. Расход нагреваемой воды $G_2 = 0,89 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Решение. Расчет в первом приближении ведем для теплообменника типа "труба в трубе". Внутренний диаметр внешней трубы принимаем 48 мм. Потерями теплоты через внешнюю поверхность теплообменника пренебрегаем.

$$\text{Теплоемкость воды } c_p = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

Количество передаваемой теплоты

$$Q = G_2 C p_2 (t_2^K - t_2^H) = 0,89 \cdot 4,19 (45 - 15) = 111 \text{ кВт}$$

Температура греющей воды на выходе

$$t_1^K = t_1^H - \frac{Q}{G_1 C p_1} = 95 - \frac{111}{0,592 \cdot 4,19} = 50^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_H = t_1^H - t_2^H = 95 - 45 = 50^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_K = t_1^K - t_2^K = 50 - 15 = 35^\circ\text{C}$$

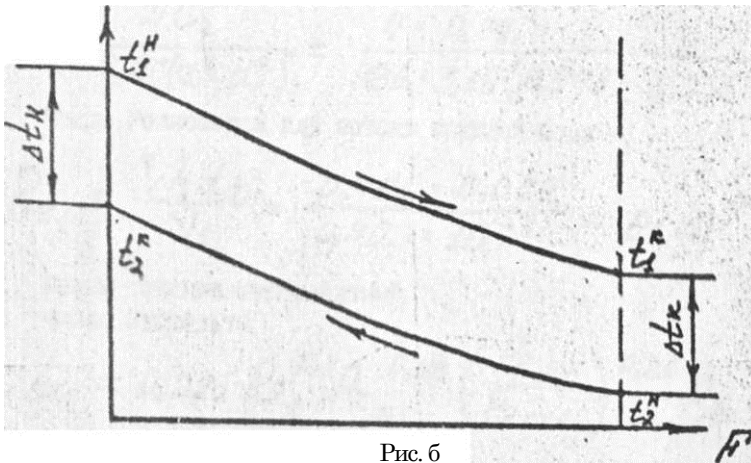


Рис. 6

Среднеарифметические значения температур и значения физических свойств воды при этих температурах:

Для горячего теплоносителя

$$t_{cp1} = \frac{t_1^H + t_1^K}{2} = \frac{95 + 50}{2} = 72,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Плотность } \rho_1 = 976 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\text{Коэффициент кинематической вязкости } \nu_1 = 0,403 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\text{Коэффициент теплопроводности } \lambda_1 = 0,670 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$$

$$\text{Число Прандтля } Pr_{ж1} = 2,47$$

Для холодного теплоносителя

$$t_{cp2} = \frac{t_2^K + t_2^H}{2} = \frac{45 + 15}{2} = 30^\circ\text{C}$$

Плотность $\rho_2 = 996 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Коэффициент кинематической вязкости $\nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$

Коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0,618 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Число Прандтля $Pr_{ж2} = 5,42$

Скорость движения теплоносителей

$$W_1 = \frac{4G_1}{\rho_1 \pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,592}{976 \cdot 3,14 \cdot 0,032^2} = 0,755 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$W_2 = \frac{4G_2}{\rho_2 \pi (D^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 0,89}{996 \cdot 3,14 (0,048^2 - 0,035^2)} = 1,06 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса для потока греющей воды

$$Re_1 = \frac{W_1 d_1}{\nu_1} = \frac{0,755 \cdot 0,032}{0,403 \cdot 10^{-6}} = 6 \cdot 10^4$$

Режим течения турбулентный.

Число Нуссельта

$$Nu_1 = 0,021 Re_1^{0,8} \cdot Pr_{ж1}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{ст1}} \right)^{0,25} \cdot Ee$$

Принимаем $Ee = 1$. Это справедливо при $l/d > 50$. Температура стенки неизвестна, в первом приближении принимаем ее равной

$$t_{ст1} = \frac{t_{ср1} + t_{ср2}}{2} = \frac{72,5 + 30}{2} = 51,2^\circ\text{C}$$

При этой температуре $Pr_{ст1} = 3,5$

Отношение

$$\left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{ст1}} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,47}{3,5} \right)^{0,25} = 0,916$$

$$Nu_1 = 0,021 (6 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 2,47^{0,43} \cdot 0,916 = 188$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы

$$d_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_1} = 188 \frac{0,670}{0,032} = 3940 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

Число Рейнольдса для потока нагреваемой воды

$$Re_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2} = \frac{1,06 \cdot 0,013}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1,71 \cdot 10^4$$

где эквивалентный диаметр для кольцевого канала

$$d_3 = D - d_2 = 48 - 35 = 13 \text{ мм}$$

Режим течения турбулентный

Расчет числа Нуссельта и коэффициента теплоотдачи введем по формуле для теплоотдачи при турбулентном режиме в каналах кольцевого сечения

$$Nu_2 = 0,017 \cdot Re_2^{0,8} Pr_{ж2}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25} \left(\frac{D}{d_2} \right)^{0,18} \cdot E_\varepsilon$$

$$E_\varepsilon = 1$$

Приняв в первом приближении $t_{ст2} \approx t_{ст1}$ и следовательно $Pr_{ст2} \approx Pr_{ст1} \approx 3,5$ получим

$$Nu_2 = 0,017 (1,71 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 5,42^{0,4} \left(\frac{5,42}{3,5} \right)^{0,25} \left(\frac{48}{35} \right)^{0,18} = 95$$

Коэффициент теплопередачи от стенки трубы к нагреваемой воде

$$d_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_{эк}} = 95 \frac{0,618}{0,013} = 4500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{d_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{d_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3940} + \frac{0,0015}{45} + \frac{1}{4500}} = 1970 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Средняя разность температур между теплоносителями

$$\Delta t_{ст} = \frac{\Delta t_H - \Delta t_K}{Ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}} = \frac{50 - 35}{Ln \frac{50}{35}} = 42,5^\circ\text{C}$$

Плотность теплового потока

$$q = K \cdot \Delta t_{ст} = 1970 \cdot 42,5 = 8,37 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{111}{83,7} = 1,33 \text{ м}^2$$

Принимаем длину труб теплообменника равной, тогда число труб



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$n = \frac{F}{\pi d_1 l} = \frac{1,33}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 2} \cong 7$$

Принимаем число труб равным $n=7$

Внутренний диаметр кожуха

$$D_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(n \frac{\pi d_2^2}{4} + \frac{G_2}{\rho_2 W_2} \right)} = \sqrt{\frac{4}{3,14} \left(7 \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} + \frac{0,89}{996 \cdot 1,06} \right)} = 0,925 \text{ м}$$

Принимаем диаметр кожуха 1,15 м

По первому приближению температура стенки

$$t_{ст1} = t_{сп1} - \frac{q}{d_1} = 7265 - \frac{83700}{3940} = 51,3^\circ\text{C}$$

$$t_{ст2} = t_{сп2} - \frac{q}{d_2} = 30 + \frac{83700}{4500} = 48,6^\circ\text{C}$$

Второе приближение начнем с определения коэффициентов теплоотдачи.

Числа Прандтля для вычисления температур $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$ соответственно равны

$$Pr_{ст1} = 3,47 \text{ и } Pr_{ст2} = 3,65$$

Отношения

$$\left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{ст1}} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,47}{3,47} \right)^{0,25} = 0,915$$

$$\left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25} = \left(\frac{5,42}{3,65} \right)^{0,25} = 1,10$$

В расчете эти отношения были приняты и, совпадение достаточно хорошее, поэтому коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя практически не изменится.

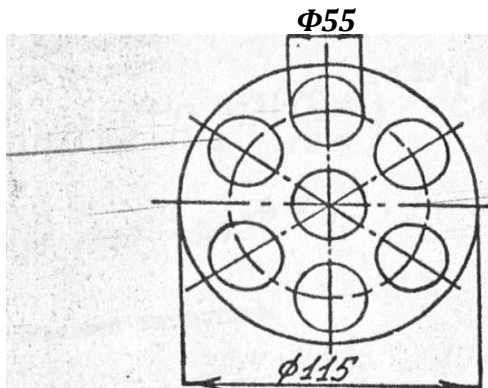


Рис. 7. Схема расположения труб в теплообменник

Скорость движения подогреваемой воды

$$W_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4} \right)} = \frac{0,89}{996 \left(\frac{3,14 \cdot 0,115^2}{4} - 7 \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} \right)} 0,25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{W_2 d_2}{\nu}$$

При продольном обтекании пучка труб эквивалентный диаметр определяется по формуле

$$d_2 = \frac{D^2 - n d_1^2}{D + b d_1} = \frac{115^2 - 7 \cdot 35^2}{115 + 7 \cdot 35} = 12,9 \text{ мм} = 0,0129 \text{ м}$$

$$Re = \frac{0,25 \cdot 0,0129}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 4010$$

Режим турбулентный

Критерий Нуссельта

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot Ee = 0,021 \cdot 4010^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \cdot 1,1 \cdot 1 = 36,4$$



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_3} = \frac{36,4 \cdot 0,618}{0,0129} = 1740 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{d_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{d_2}} = \frac{1}{\frac{1}{3940} + \frac{0,0015}{45} + \frac{1}{1740}} = 1160 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Плотность теплового потока

$$q = K \cdot \Delta t_{ср} = 1160 \cdot 42,5 = 4,94 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{111000}{49400} = 2,25 \text{ м}^2$$

Длина труб в теплообменнике

$$L = \frac{F}{\pi d_1 \cdot n} = \frac{2,25}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 7} = 3,2 \text{ м}$$

Итак, в кожухотрубчатом теплообменнике диаметром 115мм располагается 7 труб длиной 3,2 м

Пример 4. Определить поверхность теплообмена кожухотрубчатого теплообменного аппарата. Горячий теплоноситель – масло МС-20. Начальная температура $t_1^k = 25^\circ\text{C}$. Расход масла $G_1 = 0,35 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$. Холодный теплоноситель – вода. Начальная температура воды $t_2^N = 15^\circ\text{C}$, конечная температура $t_2^k = 45^\circ\text{C}$.

Решение. Горячий теплоноситель движется по 7 медным трубам с внешним диаметром $d_1 = 8\text{мм}$. трубы располагаются в кожухе с внутренним диаметром $D = 38\text{мм}$.



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

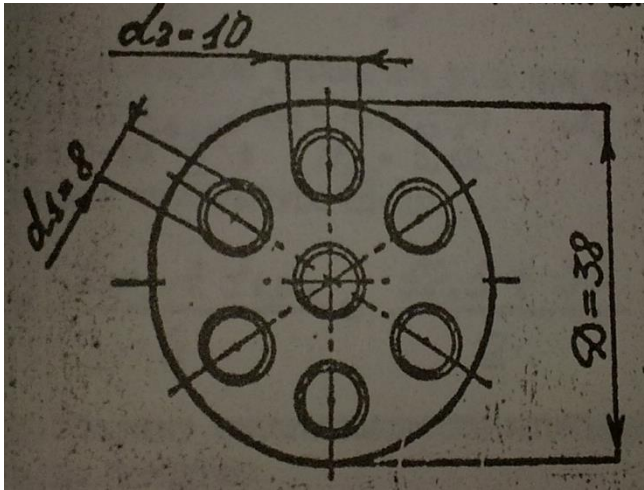


Рис. 10

Схема теплообменника противоточная

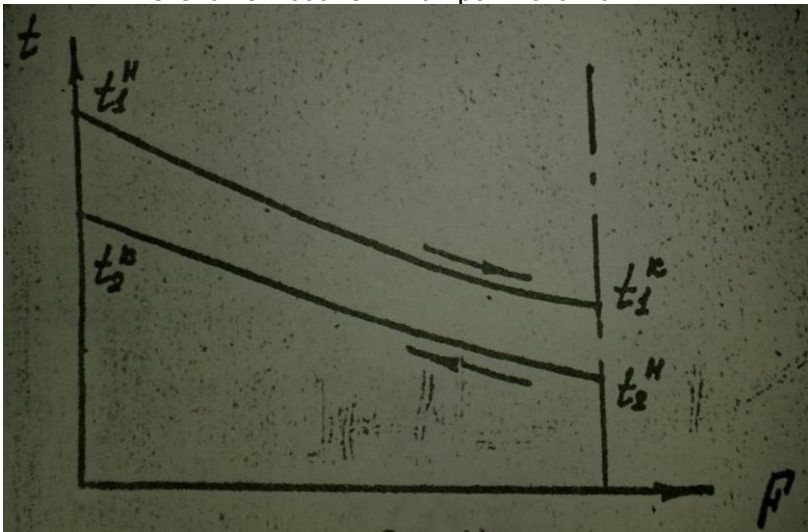


Рис.11

Изменение температуры по поверхности теплообмена

Средняя температура горячего теплоносителя

$$t_{1cp} = \frac{t_1^N + t_1^K}{2} = \frac{80 + 25}{2} = 52,5^{\circ}\text{C}$$

Теплофизические параметры масла МС-20 при этой темпера-



туре:

$$\rho_1 = 873 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; C_{p1} = 2,138 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}; \lambda_1 = 0,131 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}; \nu_1 = 141 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

$$\beta = 6,47 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{К}}; Pr_{ж1} = 2010$$

Средняя температура воды

$$t_{cp2} = \frac{t_2^N + t_2^k}{2} = \frac{15 + 45}{2} = 30^\circ\text{C}$$

Теплофизические параметры воды при этой температуре:

$$\rho_2 = 996 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; C_{p2} = 4,17 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}; \lambda_2 = 61,5 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}; \nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

$$Pr_{ж2} = 5,42$$

$$t_{cp} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{52,5 + 30}{2} = 41^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплопроводности материала стенки

$$\lambda_{ст} = 390 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Число Прандтля:

- для масла $Pr_{ст1} = 3820$:

- для воды $Pr_{ст2} = 4,3$.

Средняя разность температур между теплоносителями

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_1^N - t_2^k) - (t_1^k - t_2^N)}{\ln \frac{t_1^N + t_2^k}{t_1^k - t_2^N}} = \frac{(80 - 45) - (25 - 15)}{\ln \frac{80 - 45}{25 - 15}} = 20^\circ\text{C}$$

Скорость движения масла

$$W_1 = \frac{G_1}{\rho_1 F_1} = \frac{G}{\rho_1 \cdot n \frac{\pi d}{4}} = \frac{0,35}{837 \cdot 7 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,008^2}{4}} = 1,14 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Количество передаваемой теплоты

$$Q_1 = G_1 C_{p1} (t_1^N - t_1^k) = 0,35 \cdot 2,136 (80 - 25) = 41,1 \text{ кВт}$$

Количество теплоты снимаемой холодным теплоносителем

$$Q_2 = \frac{Q_1}{\eta} = \frac{4,1}{0,75} = 54,8 \text{ кВт}$$

Здесь η – к.п.д. теплообменного аппарата.

Расход воды



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_{p2} \cdot (t_1^k - t_2^N)} = \frac{54,8}{4,17(45 - 15)} = 0,438 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Скорость движения воды

$$W_2 = \frac{G_2}{\left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}\right) \rho^2} = \frac{0,438 \cdot 996^{-1}}{\left(\frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4}\right)} = 0,758 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса для масла

$$Re_1 = \frac{W_1 d_1}{\nu_1} = \frac{1,14 \cdot 0,008}{141 \cdot 10^{-6}} = 6,46 \cdot 10^{-3}$$

Режим течения ламинарный.

Критерий Грасгофа

$$Gr_1 = \beta \Delta t g \frac{d_1^3}{\nu_1^2} = 6,47 \cdot 10^4 (52,5 - 41) 9,81 \frac{0,008^3}{(141 \cdot 10^{-6})^2} = 18800$$

Произведение

$$Gr_1 Pr_{ж1} = 18800 \cdot 2010 = 378 \cdot 10^5 > 8 \cdot 10^5$$

Режим переноса теплоты – вязкостно-гравитационный.

Критерий Нуссельда

$$Nu_{ж} = 0,15 Re_{ж1}^{0,33} Pr_{ж1}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{ст1}}\right)^{0,25} \\ = 0,15 \cdot (6,46 \cdot 10^{-3})^{0,33} \cdot 2010^{0,43} \cdot 18800^{0,1} \left(\frac{2010}{3820}\right)^{0,25} = 114$$

Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} = \frac{114 \cdot 0,131}{0,008} = 1870 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Эквивалентный диаметр для воды

$$d_3 = \frac{D^2 - nd_2^2}{D + nd_2} = \frac{38^2 - 7 \cdot 10^2}{38 + 7 \cdot 10} = 6,9 \text{ мм} \\ d_3 = 0,0069 \text{ м}$$

Критерий Рейнольдса для воды

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2} = \frac{0,758 \cdot 0,0069}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 6500$$

Режим течения турбулентный.

Критерий Нуссельда

$$Nu_2 = 0,021 Re_2^{0,8} Pr_{ж2}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж2}}{Pr_{ст2}}\right)^{0,25} = 0,021 \cdot 6500^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \left(\frac{5,42}{4,3}\right)^{0,25} = 51,6$$

Коэффициент теплоотдачи



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{51,6 \cdot 61,8 \cdot 10^{-2}}{0,69 \cdot 10^{-2}} = 4630 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\sigma}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1870} + \frac{0,001}{300} + \frac{1}{4630}} = 1320 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q_2}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{54800}{1320 \cdot 20} = 2,08 \text{ м}^2$$

Принятые значения отношения $\left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0,25}$;

$$\text{для масла } \left(\frac{2010}{3820}\right)^{0,25} = 0,85;$$

$$\text{для воды } \left(\frac{5,42}{4,3}\right)^{0,25} = 1,06$$

Температура стенки:

со стороны масла

$$t'_{\text{ст1}} = t_{\text{ср1}} + \frac{Q}{\alpha_1 F} = 52,5 + \frac{54800}{1870 \cdot 2,08} = 38,4^\circ\text{C}$$

со стороны воды

$$t'_{\text{ст2}} = t_{\text{ср2}} + \frac{Q}{\alpha_2 F} = 37 + \frac{54800}{4630 \cdot 2,08} = 35,7^\circ\text{C}$$

Числа Прандтля для этих температур

$$Pr'_{\text{ст1}} = 4490 \text{ и } Pr'_{\text{ст2}} = 4,87$$

Отношения $\left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0,25}$;

$$\text{для масла } \left(\frac{2010}{4490}\right)^{0,25} = 0,82;$$

$$\text{для воды } \left(\frac{5,42}{4,87}\right)^{0,25} = 1,03$$

Поправка на изменение теплофизических свойств для масла 3,5%, а для воды 2,7%. Следовательно, второе приближение можно не проводить.

Длина теплообменного аппарата



Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика

$$l = \frac{F}{n\pi \frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2}} = \frac{2,08}{7 \cdot 3,14 \frac{0,01 + 0,008}{2}} = 5,26 \text{ м}$$

Из конструктивных соображений следует принять длину труб $l = 1 \text{ м}$ и соответственно пересчитать число труб в теплообменном аппарате.

Задания с номером варианта.

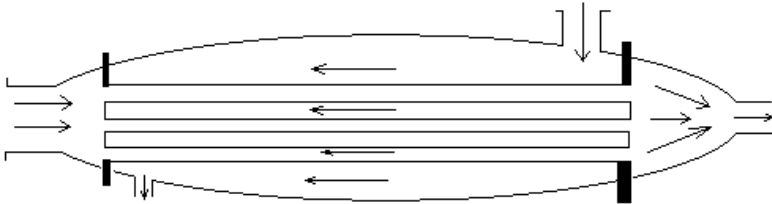
Провести конструктивный тепловой расчет кожухотрубного рекуперативного теплообменника, в котором насыщенным паром с давлением P нагревается проходящая по трубам вода от $t_{\text{нач}}$, °С до $t_{\text{кон}}$, °С. Объемный расход воды V , (м³/с), скорость движения воды в трубе W , (м/с).

Задание 3.

№	P , МПа	$t_{\text{нач}}$, °С	$t_{\text{кон}}$, °С	V , м ³ /с	W , м/с
1	0,2	5	65	0,001	1
2	0,15	10	70	0,002	1,1
3	0,10	9	90	0,003	1,2
4	0,5	15	85	0,02	1,3
5	0,6	13	80	0,05	2
6	0,3	12	63	0,003	2,1
7	0,25	14	75	0,003	2,2
8	0,7	7	70	0,003	1,2
9	0,8	6	70	0,003	1,5
10	1,1	11	78	0,001	1,3
11	0,35	10	79	0,001	1
12	0,45	10	95	0,001	1
13	0,4	15	90	0,001	1
14	0,55	15	90	0,001	1,4
15	1,2	6	90	0,001	1,05
16	0,1	23	96	0,001	1,1
17	0,45	5	98	0,001	1,1
18	0,6	20	94	0,001	1,1
19	0,75	22	88	0,001	1
20	0,66	25	87	0,001	1



Принять материал трубы латунь $\lambda=106$ (Вт/м К) диаметром $d_{вн}/d_{н} = 16/18$ мм.





ЛИТЕРАТУРА.

1. Теплотехника \ Под ред. А.П. Баскакова.- М.: Энергоиздат, 1991
2. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача.
М.: Высшая школа, 1980
3. Бабенков Ю.И., Озерский А.И., Иванов И.А, Анохина Е.В. Теоретические основы теплотехники: учебное пособие. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2010