

Введение

Теплообменными аппаратами называют устройства, предназначенные для передачи тепла от одного теплоносителя к другому, а также осуществления различных технологических процессов: нагревание, охлаждения, кипения, конденсации и др.

Теплообменные аппараты классифицируются по различным признакам. Например, по способу передачи тепла их можно разделить на две группы: поверхностные (рекуперативные и регенеративные) и смешения. Требования к промышленным теплообменным аппаратам в зависимости от конкретных условий применения весьма разнообразны. Основными требованиями являются: обеспечение наиболее высокого коэффициента теплопередачи при возможно меньшем гидравлическом сопротивлении; компактность и наименьший расход материалов, надежность и герметичность в сочетании с разборностью и доступностью поверхности теплообмена для механической очистки её от загрязнений; унификация узлов и деталей; технологичность механизированного изготовления широких рядов поверхностей теплообмена для различного диапазона рабочих температур, давлений и т. д.

При создании новых, более эффективных теплообменных аппаратов стремятся, во-первых, уменьшить удельные затраты материалов, труда, средств и затрачиваемый при работе энергии по сравнению с теми же показателями существующих теплообменников. Удельными затратами для теплообменных аппаратов называют затраты, отнесенные к тепловой производительности в заданных условиях, во-вторых, повысить интенсивность и эффективность работы аппарата. Интенсивностью процесса или удельной тепловой производительностью теплообменного аппарата называется количество теплоты, передаваемого в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при заданном тепловом режиме.

Интенсивность процесса теплообмена характеризуется коэффициентом теплопередачи k . На интенсивность и эффективность влияют также форма поверхности теплообмена; эквивалентный диаметр и компоновка каналов, обеспечивающие оптимальные скорости движения сред; средний температурный напор; наличие турбулизирующих элементов в каналах; оребрение и т. д. Кроме

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

конструктивных методов интенсификации процесса теплообмена существует режимные методы, связанные с изменением гидродинамических параметров и режима течения жидкости у поверхности теплообмена. Режимные методы включают: подвод колебаний к поверхности теплообмена, создание пульсации потоков, вдувание газа в поток либо отсос рабочей среды через пористую стенку, наложении электрических или магнитных полей на поток, предотвращения загрязнений поверхности теплообмена путем сильно турбулизации потока и т. д.

Постановка задачи

В вертикальном трубчатом теплообменном аппарате подогревается вода, массовым расходом m_2 . Температура воды изменяется от t_1 до t_2 за счет теплоты конденсации сухого насыщенного водяного пара давлением P . Нагреваемая вода протекает внутри латунных трубок диаметром d_2/d_1 . Ориентировочная высота трубок H . Скорость движения воды W_2 . Водяной пар подается в межтрубное пространство. Определить необходимую площадь поверхности нагрева, а также расход греющего водяного пара.

№ варианта	m_2 , кг/с	t_1 , °C	t_2 , °C	d_2/d_1 , мм/мм	W_2 , м/с	P , кПа	H , м
2	20	30	80	19/17.5	1.2	143	3.2

1. Количество передаваемой теплоты.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

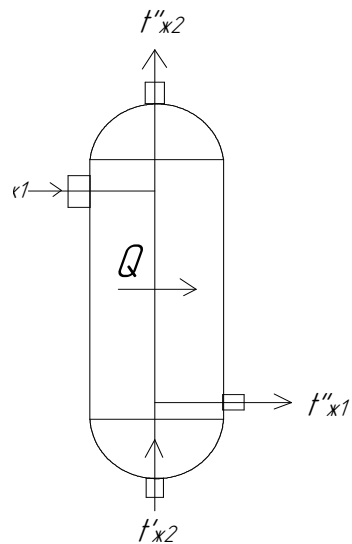


Рис. 1. Схема движения теплоносителей в теплообменном аппарате.

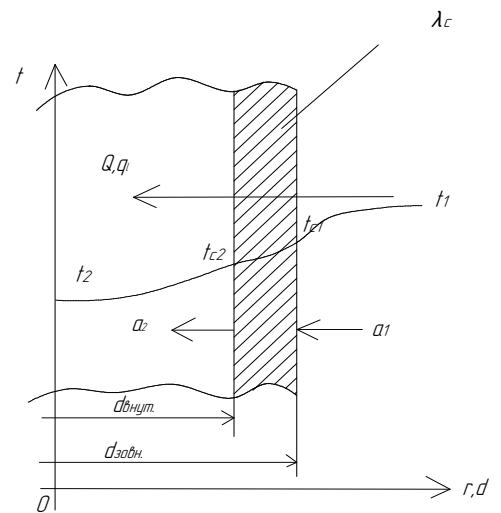


Рис. 2. Схематическое изображение теплопередачи в через одиночную трубку.

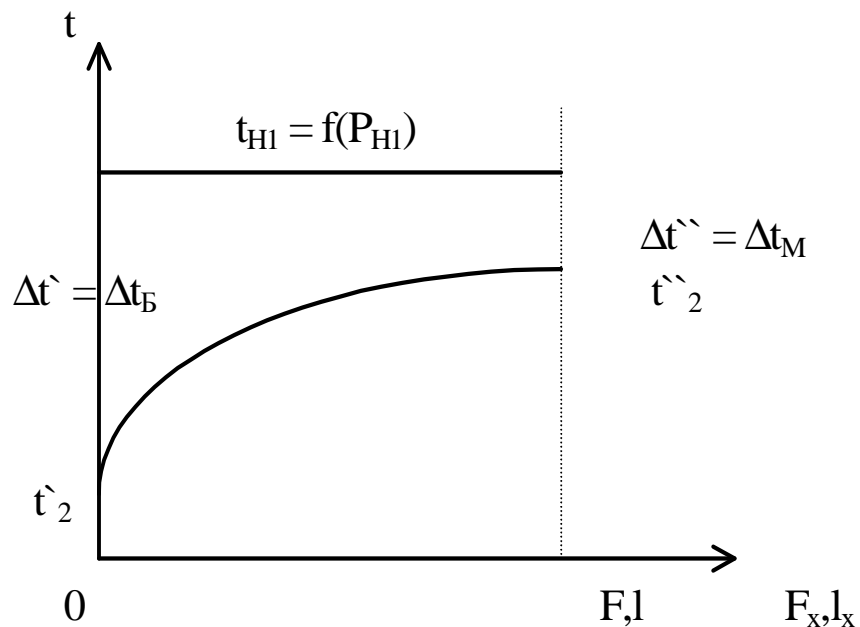


Рис. 3. Схема перепада температуры теплоносителей вдоль теплообменной поверхности парожидкостного теплообменного аппарата.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Определяем среднеарифметическую температуру воды:

$$t_{ж2} = 0.5 \cdot (t''_{a2} - t'_{a2}) = 0.5 \cdot (80 + 30) = 55^\circ C,$$

где $t'_{ж2}$ - температура воды на входе в подогреватель, °С;
($t'_{ж2} = 30^\circ C$),

$t''_{ж2}$ - температура воды на выходе из подогревателя, °С,
($t''_{ж2} = 80^\circ C$);

По таблице физических свойств воды находим основные параметры:

$C_{Pж2} = 4176.5$ кДж/(кг⁰С) - теплоемкость воды;

$\lambda_{ж2} = 0.6535$ Вт/(м⁰С) - коэффициент теплопроводности;

$\rho_{ж2} = 985.65$ кг/м³ - плотность воды;

$\nu_{ж2} = 0.517 \cdot 10^{-6}$ м²/с - коэффициент кинематической вязкости;

$Pr_{ж2} = 3.26$ - число Прандтля ;

Определяем количество теплоты, передаваемой паром воде:

$$Q = m_{a2} \cdot c_{Dа2} \cdot (t''_{a2} - t'_{a2}) = 20 \cdot 4176.5 \cdot (80 - 30) = 4176 \text{ кВт}, \text{ где}$$

$m_{ж2}$ - массовый расход воды, $\frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$; ($m_{ж2} = 20 \frac{\hat{e}\tilde{a}}{\tilde{n}}$),

$C_{Pж2}$ - теплоемкость воды, $\frac{\hat{e}\tilde{A}a}{\hat{e}\tilde{a} \cdot C}$; ($C_{Pж2} = 4,1765 \frac{\hat{e}\tilde{A}a}{\hat{e}\tilde{a} \cdot C}$);

$t'_{ж2}$ - температура воды на входе в подогреватель, °С;

$t''_{ж2}$ - температура воды на выходе из подогревателя, °С,

Находим расход пара $m_{ж1}$. При заданном давлении пара $P = 143$ кПа температура насыщения $t_H = 108.5^\circ C$. Теплота парообразования, определяемая по температуре насыщения пара - $r_{пар} = 2253$ кДж/кг;

$$m_{a1} = \frac{Q}{r_{\text{пар}}} = \frac{4176}{2253} = 1.853 \text{ кг/с}, \text{ где}$$

Q - количество теплоты, передаваемой паром воде, кВт;

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	5
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$r_{\text{пар}}$ - теплота парообразования, определяемая по температуре насыщения пара;

2. Коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности трубки.

Для расчета коэффициента теплоотдачи к внешней поверхности трубки при конденсации пара необходимо знать температуру внешней поверхности стенки t_{c1} . Так как значение этой величины неизвестно, то расчет проводим методом последовательных приближений. За определяющую температуру принимаем t_n . Определяем среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t = \frac{t_{a2}'' - t_{a2}'}{\ln \frac{t_i - t_{a2}'}{t_i - t_{a2}''}} = \frac{80 - 30}{\ln \frac{108.5 - 30}{108.5 - 80}} = 49.3 \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ где}$$

t_n - температура насыщения, $^\circ\text{C}$;

$t'_{ж2}$ - температура воды на входе в подогреватель, $^\circ\text{C}$;

$t''_{ж2}$ - температура воды на выходе из подогревателя, $^\circ\text{C}$;

В первом приближении задаемся:

$$t_{c1}' \approx t_i - \frac{\Delta t}{2} = 108.5 - \frac{49.3}{2} \approx 84 \text{ } ^\circ\text{C};$$

По таблице физических свойств воды на линии насыщения определяем основные параметры при $t_n = 108.5 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$\lambda_{ж1} = 0.6845 \text{ Вт}/(\text{м}^\circ\text{C})$ - коэффициент теплопроводности;

$\rho_{ж1} = 952 \text{ кг}/\text{м}^3$ - плотность пленки конденсата ;

$\nu_{ж1} = 0.275 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ - коэффициент кинематической вязкости;

$\text{Pr}_{ж1} = 1.63$ - число Прандтля ;

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

При температуре стенок в первом приближении $t_{c1-2}^I = 84^\circ \text{C}$: $\text{Pr}_{c1}^I = \text{Pr}_{c2}^I = 2.1$;

Приведенная длина трубки (комплекс Григуля при конденсации):

$$Z^I = (t_f - t_{c1}^I) \cdot H \cdot \left(\frac{g}{\nu_{ж1}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda_{ж1}}{r_{\text{пад}} \cdot \rho_{ж1} \cdot \nu_{ж1}} =$$

$$(108.5 - 84) \cdot 3.2 \cdot \left(\frac{9.81}{(0.275 \cdot 10^{-6})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0.6845}{2253000 \cdot 952 \cdot 0.275 \cdot 10^{-6}} = 4606 > 2300,$$

где t_n - температура насыщения, $^\circ \text{C}$;

t_{c1}^I - температура стенки в первом приближении, $^\circ \text{C}$;

H - высота трубок;

g - ускорение свободного падения;

$\nu_{ж1}$ - коэффициент кинематической вязкости конденсата, $\text{м}^2/\text{с}$;

$\lambda_{ж1}$ - коэффициент теплопроводности конденсата, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ \text{C})$;

$r_{\text{пар}}$ - теплота парообразования, определяемая по температуре насыщения пара, $\text{кДж}/\text{кг}$;

$\rho_{ж1}$ - плотность пленки конденсата, $\text{кг}/\text{м}^3$;

Так как комплекс Григуля $Z = 4606 > 2300$, то режим течения пленки конденсата смешанный.

Для смешанного режима течения пленки конденсата расчет производим за уравнением подобия:

$$\text{Re}_{ж1}^I = \left[89 + 0.024 \text{Pr}_{ж1}^{0.5} \left(\frac{\text{Pr}_{ж1}}{\text{Pr}_{c1}^I} \right)^{0.25} (Z - 2300) \right]^{4/3} =$$

$$= \left[89 + 0.024 \cdot 1.63^{0.5} \cdot \left(\frac{1.63}{2.1} \right)^{0.25} \cdot (4606 - 2300) \right]^{4/3} = 835 > 400, \text{ где}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

$Re_{ж1}^I$ – безразмерный критерий Рейнольдса, характеризующий отношение сил инерции к силам молекулярного трения и определяющий характер течения пленки конденсата;

Z – комплекс Григуля;

$Pr_{ж1}$ - число Прандтля для пленки конденсата при температуре насыщения $t_H = 108,5$ °С;

Pr_{c1}^I - число Прандтля для пленки конденсата при температуре стенки в первом приближении $t_{c1}^I = 84$ °С;

Определяем коэффициент теплоотдачи пара к внешней поверхности трубки:

$$\alpha_1^I = \frac{Re_{ж1}^I \cdot r_{пар} \cdot \rho_{ж1} \cdot V_{ж1}}{(t_H - t_{c1}^I) \cdot H} = \frac{835 \cdot 2253000 \cdot 952 \cdot 0.275 \cdot 10^{-6}}{(108.5 - 84) \cdot 3.2} = 6282 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ С}, \text{ где}$$

α_1^I – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·°С;

Re – число Рейнольдса;

$r_{пар}$ - теплота парообразования, определяемая по температуре насыщения пара, кДж/кг;

$\rho_{ж1}$ - плотность пленки конденсата, кг/м³ ;

$\nu_{ж1}$ - коэффициент кинематической вязкости конденсата, м²/с ;

t_H - температура насыщения, °С;

t_{c1}^I - температура стенки в первом приближении, °С;

H – высота трубок;

3. Коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности трубки.

Находим режим течения подогреваемой воды;
число Рейнольдса для гидродинамического течения жидкости внутри труб:

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	8
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Re_{\alpha 2}^I = \frac{W_2 d_1}{\nu_{\alpha 2}} = \frac{1.2 \cdot 0.0175}{0.517 \cdot 10^{-6}} = 4.06 \cdot 10^4 > 10^4, \text{ где}$$

$Re_{\alpha 2}^I$ – безразмерный критерий Рейнольдса;

W_2 – скорость движения нагреваемой воды, м/с;

d_1 – внутренний диаметр трубки, м;

$\nu_{\alpha 2}$ – коэффициент кинематической вязкости нагреваемой воды, м²/с;

Течение воды турбулентное;

Поправка на начальный термический участок стабилизации потока:

$$H/d_1 = 3.2 / 0.0175 = 183 > 50 \Rightarrow E_L = 1;$$

Безразмерный коэффициент теплоотдачи, характеризующий теплообмен на границе стенка – жидкость:

$$Nu_{\alpha 2}^I = 0.021 Re_{\alpha 2}^{0.8} Pr_{\alpha 2}^{0.43} \left(\frac{Pr_{\alpha 2}}{Pr_{c2}^I} \right)^{0.25} \varepsilon_L = 0.021 \cdot 40600^{0.8} \cdot 3.26^{0.43} \cdot \left(\frac{3.26}{2.1} \right)^{0.25} \cdot 1 = 189.5, \text{ где}$$

$Nu_{\alpha 2}^I$ – безразмерный критерий Нуссельта, представляющий собой отношение величины плотности теплового потока, переданного в процессе теплоотдачи, к величине плотности теплового потока, переданного через слой толщиной L теплопроводностью;

$Re_{\alpha 2}$ – безразмерный критерий Рейнольдса;

$Pr_{\alpha 2}$ – число Прандтля для нагреваемой воды при среднеарифметической температуре $t_{ж} = 55$ °С;

Pr_{c2}^I – число Прандтля для воды при температуре стенки в первом приближении $t_c^I = 84$ °С;

E_L – поправка на начальный термический участок стабилизации потока;

Находим коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности трубки к воде:

$$\alpha_2^I = Nu_{\alpha 2}^I \cdot \frac{\lambda_{\alpha 2}}{d_1} = 189.5 \cdot \frac{0.6535}{0.0175} = 7076 \frac{\hat{A}\hat{\delta}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{N}}, \text{ где}$$

α_2^I – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·°С;

$Nu_{\alpha 2}^I$ – безразмерный критерий Нуссельта;

$\lambda_{\alpha 2}$ – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·°С);

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	9
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

d_1 – внутренний диаметр трубки, м;

4. Коэффициент теплопередачи.

Рассчитываем коэффициент теплопередачи. Так как для цилиндрической тонкостенной трубки выполняется условие соотношения

$$\frac{d_2}{d_1} \leq 2 \Rightarrow \frac{19}{17.5} = 1.09 < 2, \text{ то}$$

расчет коэффициента теплопередачи производим по формуле плоской стенки:

$$k^I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^I} + \frac{\delta_c}{\lambda_c^I} + \frac{1}{\alpha_2^I}} = \frac{1}{\frac{1}{6282} + \frac{0.00075}{114.6} + \frac{1}{7076}} = 3257 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}; \text{ где}$$

$\lambda_c^I = 114.6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$ в первом приближении для латуни при $t_{c2}^I = 84 \text{ °C}$;

k^I – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$;

α_1^I, α_2^I – коэффициенты теплоотдачи, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°C}$;

δ_c – толщина стенки трубки, м;

5. Площадь поверхности нагрева.

Средняя плотность теплового потока:

$$q^I = k^I \cdot \Delta t = 3257 \cdot 49.3 \cdot 10^{-3} = 160.6 \text{ кВт}/\text{м}^2, \text{ где}$$

q^I – плотность теплового потока, $\text{кВт}/\text{м}^2$;

k^I – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$;

Δt – температурный напор;

Площадь поверхности нагрева в первом приближении:

$$F^I = \frac{Q}{q^I} = \frac{4176000}{160600} = 26 \text{ м}^2, \text{ где}$$

F^I – площадь поверхности нагрева, м^2 ;

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Q - количество теплоты, кВт;
 q^1 – плотность теплового потока, кВт/ м²;

Выбор расчетного диаметра – так как $\alpha_1^I < \alpha_2^I$, то $d_p = d_1$;

Рассчитываем количество трубок в теплообменном аппарате :

$$n = \frac{F^I}{\pi d_p H} = \frac{26}{\pi \cdot 0.0175 \cdot 3.2} = 147,787;$$

Количество трубок в одном ходе многоходового теплообменного аппарата соответственно определяем, как:

$$n_0 = \frac{4m_2}{\pi l_1^2 \rho_{\alpha 2} W_{\alpha 2}} = \frac{4 \cdot 20}{3.14 \cdot 0.0175^2 \cdot 985.65 \cdot 1.2} = 71,3;$$

Количество ходов многоходового теплообменного аппарата будет равняться:

$$z_{\text{ТООА}} = \frac{n}{n_0} = \frac{147,787}{71,3} = 2,072 \approx 2;$$

Примечание. Величины n , n_0 , $z_{\text{ТООА}}$ округляем до целых.

Действительное количество ходов многоходового теплообменного аппарата и действительная длина трубок в одном ходе будут соответственно равняться:

$$n_{\Delta} = z n_0 = 2 \cdot 71,3 = 142,6 \approx 143;;$$
$$H_{\Delta} = \frac{F}{\pi d_p n_{\Delta}} = \frac{26}{3.14 \cdot 0.0175 \cdot 143} = 3.307 \text{ м};$$

Погрешность в определении действительной длины трубок составит:

$$\delta H = \frac{|H_{\Delta} - H|}{H_{\Delta}} \cdot 100\% = \frac{|3.307 - 3.2|}{3.307} \cdot 100\% = 3.23\%;$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Проверка исходных допущений.

$H/d_1 = 3.307 / 0.0175 = 189 \gg 50$ - канал является условно длинным, следовательно исходная предпосылка верна – $E_L = 1$;

Производим расчеты для уточнения температур поверхностей теплообмена со стороны разных теплоносителей и погрешности вычислений:

$$t_{c1} = t_H - \frac{q^I}{\alpha^I_1} = t''_{c1} = 108.5 - \frac{160600}{6282} = 82.94^\circ \text{C};$$

$$\delta t_{c1} = \frac{|t'_{c1} - t''_{c1}|}{t''_{c1}} \cdot 100\% = \frac{|84 - 82.94|}{82.94} \cdot 100\% = 1.29\% < 5\%;;$$

$$t_{c2} = \bar{t}_{a2} + \frac{q^I}{\alpha^I_2} = t''_{c2} = 55 + \frac{160600}{7076} = 77.7^\circ \text{C};;$$

$$\delta t_{c2} = \frac{|t'_{c2} - t''_{c2}|}{t''_{c2}} \cdot 100\% = \frac{|84 - 77.7|}{77.7} \cdot 100\% = 8\% > 5\%;,$$

Так как полученные значения величин H , t_{c1} не совпадают с принятыми, а t_{c2} превышает допустимую величину погрешности 5% для учебных задач в определении температуры стенки, производим повторный расчет, принимая $H=3.3$ м, $t_{c1} = 83^\circ \text{C}$, $t_{c2} = 78^\circ \text{C}$.

При $t_H = 108.5^\circ \text{C}$ физические свойства пленки конденсата следующие:

$$\begin{aligned} \lambda_{ж1} &= 0.6845 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}; \\ \rho_{ж1} &= 952 \text{ кг/м}^3; \quad \nu_{ж1} = 0.275 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \\ \text{Pr}_{ж1} &= 1.63; \end{aligned}$$

При $t''_{c1} = 83^\circ \text{C}$:

$$\text{Pr}''_{c1} = 2.13;$$

Приведенная длина трубки:

$$\begin{aligned} Z'' &= (t_i - t_{c1}) \cdot H \cdot \left(\frac{g}{\nu_{a1}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda_{a1}}{r_{i\delta} \cdot \rho_{a1} \cdot \nu_{a1}} = \\ &= (108.5 - 83) \cdot 3.3 \cdot \left(\frac{9.81}{(0.275 \cdot 10^{-6})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0.6845}{2253000 \cdot 952 \cdot 0.275 \cdot 10^{-6}} = 4943 < 2300, \end{aligned}$$

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	12
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Для смешанного режима течения пленки конденсата расчет производим за уравнением подобия:

$$\begin{aligned} \text{Re}_{\alpha 1}^{\text{II}} &= \left[89 + 0.024 \text{Pr}_{\alpha 1}^{0.5} \left(\frac{\text{Pr}_{\alpha 1}}{\text{Pr}_{C1}} \right)^{0.25} (Z - 2300) \right]^{4/3} = \\ &= \left[89 + 0.024 \cdot 1.63^{0.5} \cdot \left(\frac{1.63}{2.13} \right)^{0.25} \cdot (4943 - 2300) \right]^{4/3} = 903; \end{aligned}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи пара к внешней поверхности трубки:

$$\alpha_1^{\text{II}} = \frac{\text{Re}_{\alpha 1}^{\text{II}} r_{\text{нар}} \rho_{\text{ж}1} \nu_{\text{ж}1}}{(t_H - t_{c1}^{\text{II}}) H} = \frac{903 \cdot 2253000 \cdot 952 \cdot 0.275 \cdot 10^{-6}}{(108.5 - 83) \cdot 3.3} = 6329 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}};$$

Находим режим течения подогреваемой воды; число Рейнольдса для гидродинамического течения жидкости внутри трубки:

$$\text{Re}_{\alpha 2}^{\text{II}} = \text{Re}_{\text{ж}2}^{\text{I}} = \frac{W_2 d_1}{\nu_{\alpha 2}} = \frac{1.2 \cdot 0.0175}{0.517 \cdot 10^{-6}} = 4.06 \cdot 10^4 > 10^4;$$

Течение воды турбулентное;
Поправка на начальный участок:

$$\text{При } t_{c2}^{\text{II}} = 77 \text{ °C :} \quad H/d_1 = 26 / 0.0175 = 1485 > 50 \Rightarrow \varepsilon_L = 1;$$

$$\begin{aligned} \text{Pr}_{\alpha 2}^{\text{II}} &= 2.31; \\ \text{Nu}_{\alpha 2}^{\text{II}} &= 0.021 \text{Re}_{\alpha 2}^{0.8} \text{Pr}_{\alpha 2}^{0.43} \left(\frac{\text{Pr}_{\alpha 2}}{\text{Pr}_{C2}} \right)^{0.25} \varepsilon_L = 0.021 \cdot 40600^{0.8} \cdot 3.26^{0.43} \cdot \left(\frac{3.26}{2.31} \right)^{0.25} \cdot 1 = 185; \end{aligned}$$

Находим коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности трубки к воде:

$$\alpha_2^{\text{II}} = \text{Nu}_{\alpha 2}^{\text{II}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}2}}{d_1} = 185 \cdot \frac{0.6535}{0.0175} = 6908 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}};$$

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	13
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Рассчитываем коэффициент теплопередачи, где $\lambda_c^{\text{II}} = 114 \text{ Вт/(м}^0\text{С)}$ во втором приближении для латуни при $t_c = 0.5(t_{c1}^{\text{II}} + t_{c2}^{\text{II}}) = 0.5 \cdot (83 + 78) = 80,5 \text{ }^0\text{С}$

$$k^{\text{II}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{\text{II}}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c^{\text{II}}} + \frac{1}{\alpha_2^{\text{II}}}} = \frac{1}{\frac{1}{6329} + \frac{0.00075}{114} + \frac{1}{6908}} = 3233 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{}^0\text{С}} ;$$

Средняя плотность теплового потока:

$$q^{\text{II}} = k^{\text{II}} \cdot \Delta t = 3233 \cdot 49.3 \cdot 10^{-3} = 159.4 \text{ кВт/ м}^2;$$

Площадь поверхности нагрева во втором приближении:

$$F^{\text{II}} = \frac{Q}{q^{\text{II}}} = \frac{4176000}{159400} = 26.2 \text{ м}^2;$$

Выбор расчетного диаметра – так как $\alpha_1^{\text{I}} < \alpha_2^{\text{I}}$, то $d_p = d_1$;

Рассчитываем количество трубок в теплообменном аппарате :

$$n = \frac{F^{\text{II}}}{\pi d_p H} = \frac{26.2}{\pi \cdot 0.0175 \cdot 3.3} = 144,41;$$

Количество трубок в одном ходе многоходового теплообменного аппарата :

$$n_0 = \frac{4m_2}{\pi d_1^2 \rho_{\alpha_2} W_{\alpha_2}} = \frac{4 \cdot 20}{3.14 \cdot 0.0175^2 \cdot 985.65 \cdot 1.2} = 71,3;$$

Количество ходов многоходового теплообменного аппарата будет равняться:

$$z_{\text{ТООА}} = \frac{n}{n_0} = \frac{144,41}{71,3} = 2,025 \approx 2; .$$

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	14
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Действительное количество трубок и действительная длина трубок в одном ходе :

$$n_{\Delta} = zn_0 = 2 \cdot 71,3 = 142,6 \approx 143; ;$$

$$H_{\Delta} = \frac{F}{\pi d_p n_{\Delta}} = \frac{26.2}{3.14 \cdot 0.0175 \cdot 143} = 3.35 \text{ м};$$

Погрешность в определении действительной длины трубок:

$$\delta H = \frac{|H_{\Delta} - H|}{H_{\Delta}} \cdot 100\% = \frac{|3.3 - 3.35|}{3.35} \cdot 100\% = 1.5\%;$$

Уточняем температуры поверхностей трубки:

$$t_{c1} = t_H - \frac{q''}{\alpha''_1} = t_{c1}''' = 108.5 - \frac{159400}{6329} = 83.3^{\circ} \text{ C};$$

$$\delta t_{c1} = \frac{|t_{c1}'' - t_{c1}'''}{t_{c1}'''} \cdot 100\% = \frac{|83 - 83.3|}{83.3} \cdot 100\% = 0.36\% < 5\%; ;$$

$$t_{c2} = \bar{t}_{e2} + \frac{q''}{\alpha''_2} = t_{c2}''' = 55 + \frac{159400}{6908} = 78^{\circ} \text{ C}; ;$$

$$\delta t_{c2} = \frac{|t_{c2}'' - t_{c2}'''}{t_{c2}'''} \cdot 100\% = \frac{|78 - 78|}{78} \cdot 100\% = 0\% < 5\%; ;$$

Температура поверхностей стенок трубок во втором приближении: $t_{c1} = 83.3^{\circ} \text{ C}$ и $t_{c2} = 78^{\circ} \text{ C}$. Совпадение полученных значений с ранее принятыми лежит в пределах точности расчета и, таким образом, окончательно принимаем площадь поверхности нагрева $F = 26.2 \text{ м}^2$ и расход греющего водяного пара $m = 1.853 \text{ кг/с}$.

					HTTP://BNBARS.MOY.SU	15
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Вывод

Таким образом, произведен проектный тепловой расчет рекуперативного пароводяного теплообменного аппарата с тепловой нагрузкой 4.176 МВт. Теплообменник противоточный, двухходовой, односекционный. Определенная поверхность теплообмена $F = 26.2 \text{ м}^2$, длина 3.35 м, количество труб – 143. Расход греющего водяного пара - 1.853 кг/с.

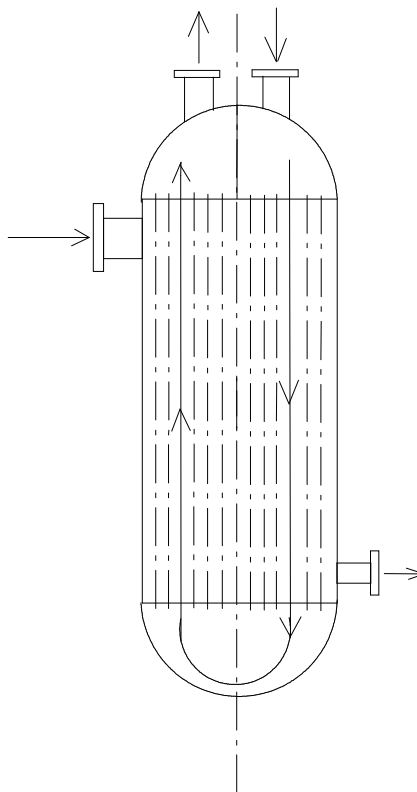


Рис. 4. Схема движения теплоносителей в односекционном двухходовом теплообменном аппарате

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата