

Проверочный расчет теплообменных аппаратов

Гаврилова Наталья Александровна

Научный руководитель: Сеницын Николай Николаевич, доктор технических наук,
профессор кафедры теплоэнергетики и теплотехники

Череповецкий государственный университет

В практических условиях часто требуется определить коэффициенты теплопередачи, теплоотдачи и термодинамическое сопротивление стенки теплопередающей поверхности в процессе эксплуатации в готовом или запроектированном теплообменном аппарате при заданных расходах теплоносителей или теплопроизводительности этого аппарата с учетом измерений параметров теплоносителей.

Выполним тепловой расчет и определим коэффициенты теплоотдачи, теплопередачи и термическое сопротивление теплопередающей стенки вертикального двухходового пароводяного трубчатого теплообменника, предназначенного для нагрева G_1 , кг/своды от $t'_{ж1}$. (рис.1).

Вода движется внутри латунных трубок ($\lambda = 104,5$ Вт/м · К) диаметром $d_2/d_1 = 19/17$ мм .

Греющим теплоносителем служит сухой насыщенный водяной пар из теплофикационного отбора турбины, который концентрируется на внешней поверхности трубок. При расчете тепловые потери в окружающую среду следует принять равными 2% количества подводимой теплоты. Схема теплообменника представлена на (рис.1).

Решение.

Количество передаваемой теплоты:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t''_{ж1} - t'_{ж1}), \text{ Вт}$$

Найдем расход пара G_2 :

$$G_2 = \frac{Q}{0,98 \cdot (i'' - i')}, \text{ кг/с}$$

Габаритные размеры $\varnothing_{нар} = 1524$ мм; $S_{ст} = 10$ мм; $L = 495$ мм. Длина трубок $H=4545$ мм; наружный диаметр трубок 19 мм; толщина стенки трубки $S_{ст} = 1$ мм; количество трубок – 1210 мм. Материал трубок Л68, где i'' и i' – энтальпии пара при t_s – температура конденсации пара.

Для расчета коэффициента теплоотдачи к внешней поверхности трубки при конденсации пара необходимо знать температуру внешней поверхности стенки t_{c2} , так как значение этой величины неизвестно, то расчет проводим методом последовательных приближений.

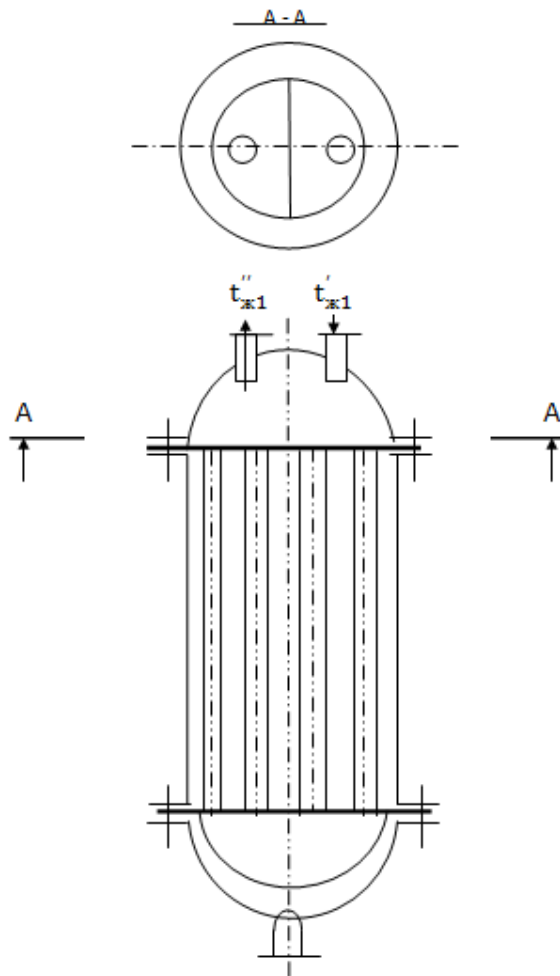


Рис.1 Вертикальный теплообменник ПСВ-315-3-23.

Определяем среднеарифметический температурный напор:

$$\Delta t_{Л} = \frac{t''_{ж1} - t'_{ж1}}{\ln \frac{t_s - t'_{ж1}}{t_s - t''_{ж1}}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

В первом приближении задаемся

$$t_{c2} \approx t_s - \frac{\Delta t_{Л}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Высота трубки $H=4545$ мм

Приведенная длина трубки:

$$z = \Delta t_2 \cdot H \cdot A \quad (*)$$

При температуре t_s по таблице 1[1] находим A и B .

Значения А и В в формулах (*) и (**) для воды.

t_s	A, 1/(м·К)	B·10 ³ , м/Вт
40	11,4	2,54
50	15,6	3,06
60	20,9	3,62
70	27,1	4,22
80	34,5	4,88
90	42,7	5,57
100	51,5	6,28
110	60,7	6,95
120	70,3	7,65

$$z = (t_s - t_{c2}) \cdot H \cdot A$$

Если значение $z < 2300$, то течение пленки ламинарное по всей высоте трубок. Расчет ведем по формуле [1]:

$$Re = 3,8 \cdot z^{0,78}$$

$$\alpha_2 = \frac{Re}{\Delta t_2 \cdot H \cdot B}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Если значение приведенной длины больше критического, то режим течения пленки конденсата в нижней части трубы турбулентное.

При пленочной конденсации сухого насыщенного пара и смешанном режиме течения пленки конденсата средний по длине коэффициент теплоотдачи можно определить по следующей формуле [1]:

$Re = [253 + 0.069 \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot Pr^{0,5} \cdot (z - 2300)]^{4/3}$, где Pr и Pr_c – числа Прандтля для конденсата при температурах t_s и t_{c2} . Формула справедлива при $z \geq 2300$.

Учитывая, что $Re = \frac{\alpha_2}{\Delta t_2 \cdot H \cdot B}$, находим [1]:

$$\alpha_2 = \frac{Re}{\Delta t_2 \cdot H \cdot B}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Значение В находим по таблице 1[1] при температуре конденсата t_s .

Определяем коэффициент теплоотдачи к воде.

Среднеарифметическая температура воды:

$$t_{ж1} = 0,5 \cdot (t'_{ж1} + t''_{ж1}), \text{°C}$$

При этой температуре по таблицам физических свойств воды и водяного пара на линии насыщения определяем $v_{ж1}, \frac{м^2}{с}$; $\lambda_{ж1}, \frac{Вт}{м} \cdot К$; $\rho_{ж1}, \frac{кг}{м^3}$; $Pr_{ж1}$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_1}{v_{ж1}},$$

где ω – скорость воды в трубках определяется по замерам на наружном объекте.

Если $Re_{ж1} > 10000$, то течение воды турбулентное, расчет ведем по формуле [1]:

$$Nu_{ж1} = 0,021 \cdot Re_{ж1}^{0,8} \cdot Pr_{ж1}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж1}}{Pr_{с1}}\right)^{0,25} \quad (1)$$

Перепад температур по толщине стенки оцениваем примерно в $1^\circС$, тогда $t_{с1} \approx t_{с2} - 1$. При этой температуре определяем число $Pr_{с1}$.

$$\alpha_1 = Nu_{ж1} \cdot \frac{\lambda_{ж1}}{d_1}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Если число $2300 < Re_{ж1} < 10000$, то расчет проводим по методике [2].

При $2300 < Re_{ж1} < 10000$, то есть для переходной области, коэффициент теплоотдачи более точно может быть определен только по соответствующим экспериментальным кривым для данной жидкости.

Для приближенного определения коэффициента теплоотдачи при движении теплоносителей в трубах области $2300 < Re_{ж1} < 10000$ Петухов Б.С. предлагает [2,3] определить точку перехода от ламинарного вязкостного режима к турбулентному (точку, соответствующую расстоянию x от входного участка трубы) по уравнению:

$$\left(\frac{x}{d}\right)_p = \frac{1000}{\sqrt{Re_{ж1} - 2000}}$$

В этом случае коэффициент теплоотдачи при смешанном движении определяется по формуле:

$$\alpha_{см} = \alpha_{л} \cdot \frac{\Delta t_n}{\Delta t_{л}} \cdot \frac{x_p}{H} + \alpha_t \cdot \frac{\Delta t'_{л}}{\Delta t_{л}} \cdot \left(1 - \frac{x_p}{H}\right), \quad (2)$$

где $\alpha_{л}$ – средний коэффициент теплообмена на стенке трубы длиной x_p , отнесенный к начальной разности температур $\Delta t_n = t_s - t'_{ж1}$, и вычисляемый по формуле для ламинарного вязкостного режима; α_t – коэффициент теплообмена на участке длиной $H - x_p$, отнесенный к средней логарифмической разности и вычисляемый по формуле для турбулентного режима; $\Delta t_{л}$ – средняя логарифмическая разность температур для всей длины трубы.

Расчет средней теплоотдачи при вязкостном режиме течения жидкости в трубах при постоянной температуре стенки ($t_{с2} = const$) можно производить по следующей формуле [3,4]:

$$Nu_{\Gamma} = 1,55 \cdot \left(Pe_{\Gamma} \cdot \frac{d_1}{H} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{с2}} \right)^{0,14} \cdot \varepsilon, \quad (3)$$

где $Nu_{\Gamma} = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\lambda_u}$; $Pe_{\Gamma} = \frac{d_1}{H} = \frac{4 \cdot G_1 \cdot c_{p\Gamma}}{\pi \cdot l \cdot \lambda_{\Gamma}}$; $\alpha_{Л} = \frac{q}{t_c - t_{ж1}}$,

где индексы «с2» и «Г» означают, что физические свойства жидкости выбираются при температуре t_c и температуре $t_{\Gamma} = 0,5 \cdot (t_{ж1} + t_{с2})$; G_1 – расход воды, кг/с; ε – поправка на участок гидродинамической стабилизации:

$$\varepsilon = 0,6 \cdot \left(\frac{1}{Re_{ж1}} \cdot \frac{H}{d_1} \right)^{-1/7} \cdot \left(1 + 2,5 \cdot \frac{1}{Re_{ж1}} \cdot \frac{H}{d_1} \right)$$

Эта поправка вводится, когда перед обогреваемым участком труба не подвержена гидродинамической стабилизации:

$$\frac{1}{Re_{ж1}} \cdot \frac{H}{d_1} < 0,1 \quad (4)$$

Формула (4) справедлива при $Re_{ж1} < 2300$; $\frac{1}{Re_{ж1}} \cdot \frac{H}{d_1} \leq 0,05$; $(G_2 Pr)_{\Gamma} \leq 8 \cdot 10^5$; $0,07 \ll \frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \ll 1500$.

Здесь $\mu_{ж}$ – коэффициент динамической вязкости при температуре $t_{ж1}$.

Определяем при температуре t_{Γ} : $Y_{\Gamma}, \frac{m^2}{c}$; $\beta_{\Gamma}, \frac{1}{K}$; Pr_{Γ} ; $(G_2 Pr)_{\Gamma} = g \cdot \beta_{\Gamma} \cdot \frac{(t_{ж1} - t_{с1}) \cdot d_1^3}{\nu_{\Gamma}^2} \cdot Pr_{\Gamma}$.

Если $(G_2 Pr)_{\Gamma} < 8 \cdot 10^5$, то естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплоотдачу и режим течения воды – вязкостный.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме течения жидкости определяется по формуле (1), затем полученные результаты подставляем в формулу (2) и получаем коэффициент теплоотдачи при смешенном режиме течения жидкости.

Коэффициент теплопередачи рассчитываем по формуле:

$$k = \frac{Q}{\Delta t_{Л} \cdot F}$$

Среднюю плотность теплового потока определяем по формуле:

$$q_1 = k \cdot \Delta t_{Л} \text{ или } q_1 = \frac{Q}{F}$$

Температура стенок трубок определяем по формуле:

$$t_{с2} = t_s - \frac{q_1}{\alpha_2}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_{с1} = t_{ж1} + \frac{q_2}{\alpha_{сТ}}$$

Если полученные значения величин $t_{с2}$ и $t_{с1}$ не совпадают с принятыми, производим повторный расчет, принимая в качестве новых значений, полученные $t_{с2}$ и $t_{с1}$.

При совпадении полученных значений t_{c2} и t_{c1} , с ранее принятыми, в пределах точности расчета, то последние значения принимаем окончательно.

Термическое сопротивление стенки трубки с отложениями рассчитываем по формуле:

$$R_{отл} = \frac{\delta_{лам}}{\lambda_{лам}} + \frac{\delta_{отл}}{\lambda_{отл}} = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_1} - \frac{1}{\alpha_{см}}$$

По замерам на натурном объекте расхода теплоносителя (воды), скорости воды, температуры воды и греющего пара проведены расчеты термического сопротивления стенки трубки с отложениями. На (рис.2) представлена взаимосвязь коэффициента теплопередачи от времени отложения в зависимости от температуры воды на входе теплообменника.

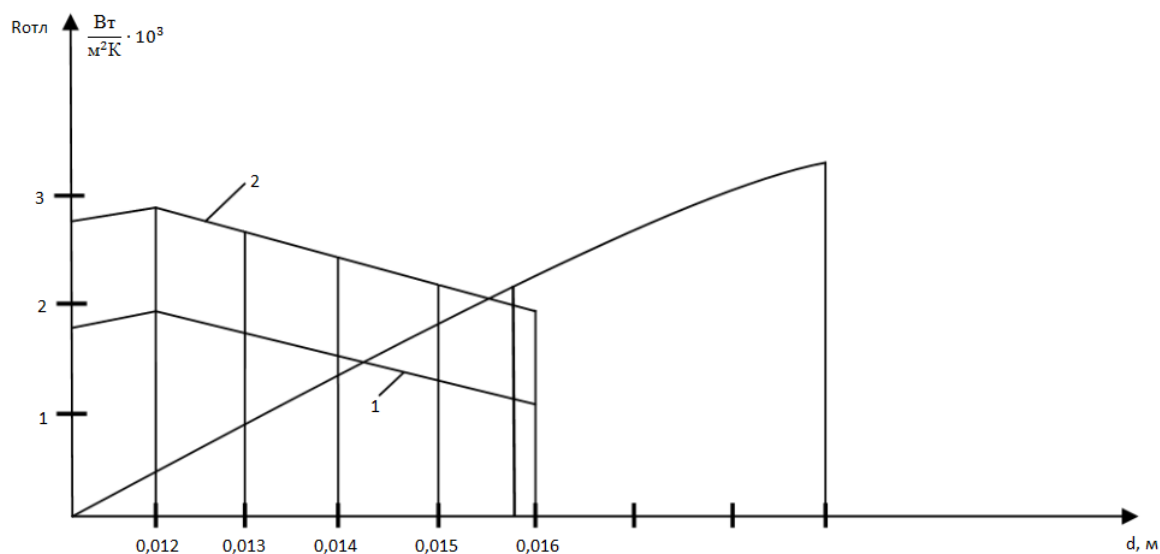


Рис.2 Изменение термического сопротивления трубки с отложениями во времени

- 1- при $\tau = \tau_1$
- 2- при $\tau = \tau_2$

1 - τ_2					
d_1	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016
$R_{отл}$	$1,71 \cdot 10^{-3}$	$1,628 \cdot 10^{-3}$	$1,531 \cdot 10^{-3}$	$1,435 \cdot 10^{-3}$	$1,33 \cdot 10^{-3}$
2 - τ_1					
$R_{отл}$	$2,66 \cdot 10^{-3}$	$2,58 \cdot 10^{-3}$	$2,49 \cdot 10^{-3}$	$2,39 \cdot 10^{-3}$	$2,29 \cdot 10^{-3}$

На рис.3 представлено изменение коэффициента теплопередачи во времени в зависимости от температуры воды на входе в теплообменник.

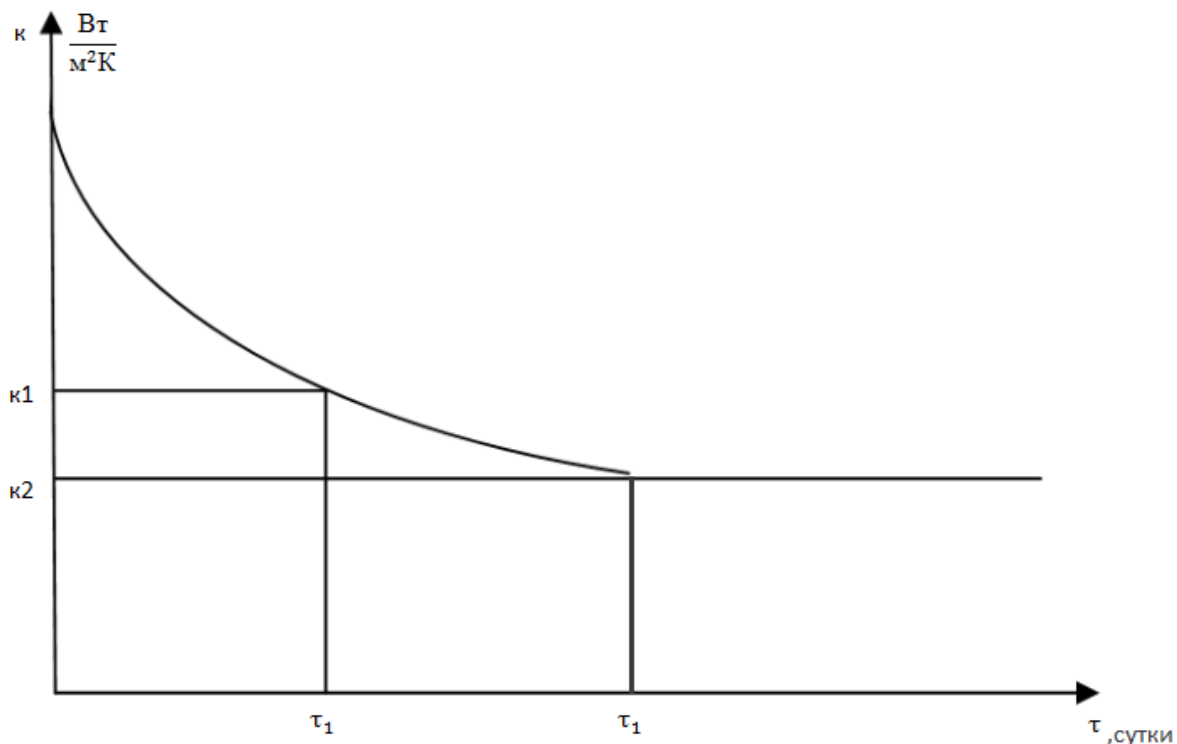


Рис.3 Изменение коэффициента теплопередачи во времени в зависимости температуры воды на входе в теплообменник. k_1 – значение коэффициента теплопередачи в момент времени T_1 ; k_2 – значение коэффициента теплопередачи в момент времени T_2 .

При τ_1 температура на входе в теплообменник 9°C , а при τ_2 – температура на входе в теплообменник 32°C . Измерения, проведенные в апреле (1.04.2014 г.): расход воды через теплообменник $G_2 = 61,31 \text{ м}^3/\text{ч}$ при мощности $Q = 3987863 \text{ Вт}$; $t_{c1} = 73,21^\circ\text{C}$.

При этом температура воздуха в цехе составляла 33°C длительное время более полмесяца. В течение $\tau_2 - \tau_1 = \Delta\tau = 41$ суток $R_{\text{отл}}$ увеличилось более чем в 1,5 раза: $R_{\text{отл1}} = 1,218 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2 \cdot \frac{\text{К}}{\text{В}}$; $R_{\text{отл}} = 2,178 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2 \cdot \frac{\text{К}}{\text{В}}$. При этом скорость воды по замерам равна $0,13 \text{ м/с}$. При этом коэффициент теплопередачи, в случае отсутствия отложений в апреле составил бы $k_1 = 1054,28, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, в мае $k_2 = 1001,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

Термическое сопротивление стенки трубки из латуни Л68 составляет $R_{\text{ст}} = 9,569 \cdot 10^{-6}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Температура воды на выходе из теплообменника по замерам: $t'_{ж1} = 92^\circ\text{C}$ при τ_1 , $t''_{ж1} = 89^\circ\text{C}$ при τ_2 .

Таким образом, расчетные и экспериментальные исследования показали, что температура воды на входе в теплообменник влияет в сильной степени на рост отложений увеличивается термическое сопротивление теплопередачи стенки трубки с отложениями.

Литература.

1. *Исаченко В.П.* Теплопередача: Учебник для вузов/ В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел А.С. – 4-е изд., перераб. и доп. – м.: Энергоиздат., 1981.- С.416.
2. *Краснощёков Е.А.* и Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов, - 4-е изд., перераб. – м.: Энергия, С.1980.-288.
3. *Лебедев П.Д.* Теплообменные, сушильные и холодильные установки. Учебник для студентов технических вузов. Изд. 2-е, перераб. м.: Энергия, С.1972.-322.
4. *Лебедев П.Д.* и Щукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. (Курсовое проектирование). Учеб. пособие для энергетических вузов т факультетов.м.: Энергия, С.1970.-408.
5. *Петухов Б.С.* Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. м.: Энергия, 1967.- С.412.