

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКОВ В УСЛОВИЯХ ТЕПЛОПОТЕРЬ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Докт. техн. наук БАЙРАШЕВСКИЙ Б. А, инж. БОРУШКО Н. П.

РУП «БелГЭИ»

Конструкции теплообменников с двумя теплоносителями основаны, как правило, на долевых сочетаниях β_n и β_z двух принципиально противоположных схем движения теплоносителей относительно друг друга: прямой (инд. П) и противоточной (инд. Z). В связи с этим особенности температурных режимов теплообменников, основанных на сугубо противоположных схемах «П» и «Z», представляют практический интерес.

Уравнение теплового баланса теплообменников любого типа имеет вид

$$W_1(t_1 - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2') + \Delta Q_T = Q_T + \Delta Q_T, \quad (1)$$

где W_1, W_2 – водяные эквиваленты «горячего» (инд. 1) и «холодного» (инд. 2) теплоносителей; t_1, t_2' и t_1'', t_2'' – температуры теплоносителей на входе и выходе из теплообменника; Q_T – полезная нагрузка теплообменника; ΔQ_T – потеря теплоты от поверхности теплообменника в окружающую среду.

В качестве основных теплотехнических характеристик теплообменников типов «П», «Z» и смешанных принимаем следующие показатели:

- тепловой коэффициент полезного действия теплообменника η_T , представляющий собой отношение тепловой энергии, воспринятой вторым «холодным» теплоносителем (W_2), к тепловой энергии, отданной первым «горячим» (W_1) теплоносителем, т. е.

$$\eta_T = Q_T(Q_T + \Delta Q_T)^{-1}; \quad (2)$$

- коэффициент использования в теплообменнике температурного потенциала «горячего» теплоносителя, т. е.

$$\eta_{пз} = (t_1 - t_1'')(t_1' - t_2'')^{-1}; \quad (3)$$

- комплекс $P_F = kF$, представляющий собой произведение коэффициента теплопередачи k на полную поверхность теплообмена F ;

- комплексы m_n и m_z для теплообменников типов «П» и «Z» соответственно:

$$m_n = W_1^{-1} + W_2^{-1}; \quad (4)$$

$$m_z = W_1^{-1} - W_2^{-1}. \quad (5)$$

В настоящее время характеристики теплообменников типов «П» и «Z» хорошо изучены и изложены в [1, 2]. В качестве недостатка этих материалов (в течение более полувека) следует считать игнорирование реально существующих теплотерь ΔQ_T со стороны теплообменников в окру-

жающую среду. Обозначим $E_{nz} = \exp(-m_{nz}kF)$. Тогда при $\Delta Q_T = 0$, т. е. при $\eta_T = 1$, упомянутые показатели $\eta_{nz} = \eta_{nz}^0$ соответственно равны [1, 2]:

$$\eta_n = \eta_{nz}^0 = L_n = \Pi = W_2(W_1 + W_2)^{-1}(1 - E_n); \quad (6)$$

$$\eta_z = \eta_z^0 = L_z = Z = (1 - W_1W_2^{-1}E_z)^{-1}(1 - E_z). \quad (7)$$

В результате пренебрежения теплопотерями (при $\Delta Q_T = 0$) такие понятия, как коэффициенты η_{nz}^0 и комплекс Π_F , оказываются не увязанными с реально существующим КПД теплообменника $\eta_T = Q_T/(Q_T + \Delta Q_T)$. Расчет «конечных» температур t_1'' и t_2'' , например, по заданным значениям первоначальных температур t_1' и t_2' также оказывается приближенным [1, 2]. Причем, чем больше реально существующие относительные потери теплоты $\Delta Q_T/(Q_T + \Delta Q_T)$, тем больше погрешности таких расчетов.

Между тем хорошо известно, что ряд спецпомещений, в том числе центральные и индивидуальные теплопункты, оборудованные теплообменниками, «отапливается» именно за счет теплопотерь последних. Поэтому вопрос усовершенствования существующего метода расчета теплообменников с учетом теплопотерь в окружающую среду отвечает актуальным задачам энергосбережения.

В отличие от предыдущих исследований [3] в данной работе более детально рассматривается механизм теплообмена между теплоносителями (W_1 и W_2) в теплообменнике и с окружающей средой. Это схематически отображено на рис. 1 для ВАР-1 и ВАР-2. Согласно ВАР-1 предусматривается случай, когда с окружающей средой граничит «холодный» теплоноситель W_2 . Суммарный вектор теплоты в количестве $Q_T + \Delta Q_T$ от «горячего» теплоносителя направлен в сторону «холодного» и окружающей среды. Согласно ВАР-2 от «горячего» теплоносителя направляются два вектора в разные стороны: один – в количестве Q_T в сторону «холодного» теплоносителя, а другой – ΔQ_T в противоположном направлении, а именно в сторону окружающей среды. Это дает основание к записям соответствующих дифференциальных уравнений, отвечающих указанным механизмам отвода теплоты от теплообменника в окружающую среду по ВАР-1 и ВАР-2.

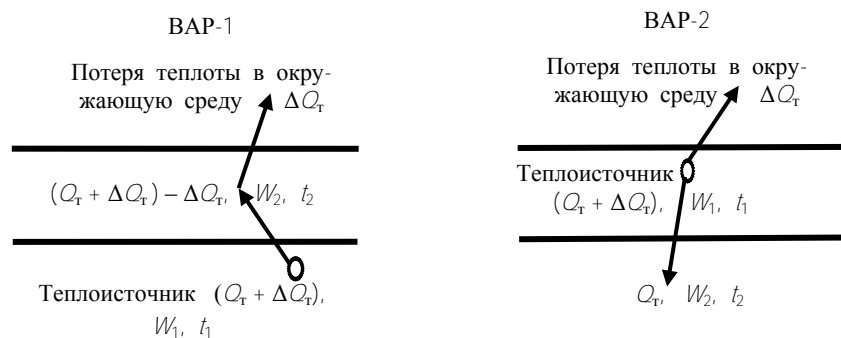


Рис. 1. Механизм теплообмена между теплоносителями (W_1 и W_2) в теплообменнике и с окружающей средой по ВАР-1 и ВАР-2

Связь между изменениями теплоты Q_T , ΔQ_T и температурами теплоносителей t_1 и t_2 в произвольном сечении X любого теплообменника по ВАР-1 и ВАР-2 выразим следующим образом:

$$dQ_{\text{тх}} + d\Delta Q_{\text{тх}} = d(Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{т}})_x = -W_1 dt_{1x} = \pm W_2 dt_{2x} + d\Delta Q_{\text{тх}}. \quad (8)$$

На основании (8) запишем:

$$dt_{1x} = -W_1^{-1} d(Q_{\text{тх}} + \Delta Q_{\text{тх}}); \quad (9)$$

$$dt_{2x} = \pm W_2^{-1} dQ_{\text{тх}}. \quad (10)$$

Выражения (9), (10) позволяют определить локальный температурный напор между двумя теплоносителями в теплообменнике на участке dX

$$dt_{1x} - dt_{2x} = d(t_1 - t_2)_x = -(W_1^{-1} \pm W_2^{-1}) dQ_{\text{тх}} - W_1^{-1} d\Delta Q_{\text{тх}}. \quad (11)$$

В уравнениях (8)–(11) в случае прямоточного (П) теплообменника вместо знака « \pm » учитывается знак «+», в случае противоточного (З) – знак «-».

Показатель $\Delta Q_{\text{тх}}$ в (11) представляет собой некоторую функцию, изменяющуюся по мере подогрева одного теплоносителя за счет другого. В классической теории теплообмена [2, 4, 5] эта функция $\Delta Q_{\text{тх}}$ по тракту теплообменника определяется граничными условиями теплообмена 1, 2 или 3-го рода. Это отдельный вопрос исследования применительно к рассматриваемой задаче. Поэтому в данном случае в целях упрощения решения ограничимся упомянутыми условиями теплообмена 2-го рода. Из этого следует, что в (11) удельная плотность теплотерь на поверхности теплообменника $q = \Delta Q_{\text{тх}}/F_x = \text{const}$, где F_x – суммарная поверхность теплообмена на участке от $X = 0$ до произвольного сечения X по тракту теплообмена. Допуская, что поверхность F_x определяется линейной зависимостью на участке длиной $0 - X$, можем записать $\Delta Q_{\text{тх}} = \Delta Q_{\text{т}} F_x F^{-1}$. Соответственно

$$d\Delta Q_{\text{тх}} = \Delta Q_{\text{т}} F^{-1} dF_x. \quad (12)$$

С учетом зависимостей (4), (5) и (12) уравнение (11) представим в виде

$$d(t_1 - t_2)_x = -m_{\text{пз}} dQ_{\text{тх}} - W_1^{-1} \Delta Q_{\text{т}} F^{-1} dF_x. \quad (13)$$

Формула (13) представляет собой уравнение теплового баланса теплообменника с механизмами теплообмена как по ВАР-1, так и по ВАР-2. В то же время упомянутые механизмы теплообмена (рис. 1) учитываются аналогичными уравнениями теплопередачи:

- согласно ВАР-1

$$dQ_{\text{тх}} = [k(t_1 - t_2)_x - \Delta Q_{\text{т}} F^{-1}] dF_x; \quad (14)$$

- согласно ВАР-2

$$dQ_{\text{тх}} = k(t_1 - t_2)_x dF_x. \quad (15)$$

Дальнейшие результаты анализа основаны на совместных решениях уравнений (13) и (14) для ВАР-1 и (13), (15) – для ВАР-2. Соответственно имеем:

$$d(t_1 - t_2)_x = [-m_{\text{пз}} k(t_1 - t_2)_x + \Delta Q_{\text{т}} F^{-1} (m_{\text{пз}} - W_1^{-1})] dF_x; \quad (16)$$

$$d(t_1 - t_2)_x = [-m_{\text{пз}} k(t_1 - t_2)_x - \Delta Q_{\text{т}} W_1^{-1} F^{-1}] dF_x. \quad (17)$$

Интегрируя выражения (16) и (17) в пределах от начального сечения теплообменника ($X = 0$), где $F_x = 0$ и $(t_1 - t_2)_x = \Delta t'_{\text{пз}}$ до произвольного сечения X , где $F_x = F_x$ и $(t_1 - t_2)_x = \Delta t''_x$, получаем:

- согласно ВАР-1

$$\frac{m_{nz}kF\Delta t_x'' - \Delta Q_T(m_{nz} - W_1^{-1})}{m_{nz}kF\Delta t_{nz}' - \Delta Q_T(m_{nz} - W_1^{-1})} = E_{nz}^x. \quad (18)$$

- согласно ВАР-2

$$\frac{m_{nz}kF\Delta t_x'' + \Delta Q_T W_1^{-1}}{m_{nz}kF\Delta t_{nz}' + \Delta Q_T W_1^{-1}} = E_{nz}^x. \quad (19)$$

В отличие от $E_{nz} = \exp(-m_{nz}kF)$, в уравнениях (18) и (19) $E_{nz}^x = \exp(-m_{nz}kF_x)$.

Интегрируя функцию $\Delta t_x''$, относящуюся к произвольному сечению X на участке от $X = 0$, т. е. от $F_x = 0$ до $X = X$ при $F_x = F_x$, получаем выражение для среднеинтегрального температурного напора между двумя теплоносителями на участке теплообменника от $X = 0$ до произвольного сечения $X = X$:

- согласно ВАР-1

$$\begin{aligned} \Delta \tau_x = (m_{nz}kF_x)^{-1} [\Delta t_{nz}' - \Delta Q_T(m_{nz} - W_1^{-1})(m_{nz}kF)^{-1}] (1 - E_{nz}^x) + \\ + \Delta Q_T(m_{nz} - W_1^{-1})(m_{nz}kF)^{-1}; \end{aligned} \quad (20)$$

- согласно ВАР-2

$$\begin{aligned} \Delta \tau_x = (m_{nz}kF_x)^{-1} [\Delta t_{nz}' + \Delta Q_T(W_1 m_{nz}kF)^{-1}] (1 - E_{nz}^x) - \\ - \Delta Q_T(W_1 m_{nz}kF)^{-1}. \end{aligned} \quad (21)$$

С учетом (18), (19) расчетные формулы (20), (21) можно представить в виде:

- согласно ВАР-1

$$\begin{aligned} \Delta \tau_x = (m_{nz}kF_x)^{-1} (\Delta t_{nz}' - \Delta t_x'') + \Delta Q_T(m_{nz} - W_1^{-1})(m_{nz}kF)^{-1} = \\ = (\Delta t_x'' - \Delta t_{nz}') \ln^{-1} \frac{m_{nz}kF\Delta t_x'' - \Delta Q_T(m_{nz} - W_1^{-1})}{m_{nz}kF\Delta t_{nz}' - \Delta Q_T(m_{nz} - W_1^{-1})} + \Delta Q_T(m_{nz} - W_1^{-1})(m_{nz}kF)^{-1}; \end{aligned} \quad (22)$$

- согласно ВАР-2

$$\begin{aligned} \Delta \tau_x = (m_{nz}kF_x)^{-1} (\Delta t_{nz}' - \Delta t_x'') - \Delta Q_T(W_1 m_{nz}kF)^{-1} = \\ = (\Delta t_x'' - \Delta t_{nz}') \ln^{-1} \frac{m_{nz}kF\Delta t_x'' + \Delta Q_T W_1^{-1}}{m_{nz}kF\Delta t_{nz}' + \Delta Q_T W_1^{-1}} - \Delta Q_T(W_1^{-1} m_{nz}kF)^{-1}. \end{aligned} \quad (23)$$

В пределах, когда $\lim_{F_x \rightarrow F} \Delta t_x'' = \Delta t_{nz}''$, $\lim_{F_x \rightarrow F} E_{nz}^x = E_{nz} = \exp(-m_{nz}kF)$ и

$\lim_{F_x \rightarrow F} \Delta \tau_x = \Delta \tau_{nz}$, полученные результаты легко преобразуются в расчетные

формулы для теплообменника в целом. При этом следует иметь в виду сложившиеся традиционные обозначения: в прямоточных (П) теплообменниках $\Delta t_{п}' = t_1' - t_2'$, $\Delta t_{п}'' = t_1'' - t_2''$; в противоточных (З) — $\Delta t_z' = t_1' - t_2''$, $\Delta t_z'' = t_1'' - t_2'$.

Путем выкладок и с учетом уравнения теплового баланса (1) на основании уравнений (22) и (23) убеждаемся, что в соответствии с моделями теплообменников (рис. 1):

- по ВАР-1

$$\Delta\tau_{\text{пз}}kF = Q_{\text{т}} + \Delta Q_{\text{т}} = W_1(t_1' - t_1'') = Q^{\text{бр}}; \quad (24)$$

- по ВАР-2

$$\Delta\tau_{\text{пз}}kF = Q_{\text{т}} = W_2(t_2'' - t_2') = Q^{\text{нет}}. \quad (25)$$

В аналитическом плане уравнение теплового баланса (1) представляет собой функцию

$$f_{\text{тб}}(t_1', t_2', t_1'', t_2'', W_1, W_2, \Delta Q_{\text{т}}) = 0. \quad (26)$$

Уравнения «конечных» температур, полученные на основании (18), (19) для подогревателей в целом (при $F_x = F$; $\Delta t_x'' = \Delta t_{\text{пз}}''$; $E_x = E_{\text{пз}} = \exp(-m_{\text{пз}}kF)$), представляют аналогичные функции

$$f_{\text{кт}}(kF, t_1', t_2', t_1'', t_2'', W_1, W_2, \Delta Q_{\text{т}}) = 0. \quad (27)$$

Как видно, система, состоящая из двух уравнений (26), (27), т. е. теплового баланса (1) и «конечных» температур (18), (19), решается относительно любых двух (определенных в соответствии с постановкой задачи) аргументов или образуемых ими комплексов.

В порядке примера рассмотрим наиболее распространенную постановку задачи: определение выходных («конечных») температур в подогревателе t_1'' и t_2'' по данным температур t_1' , t_2' на входе и заданным значениям остальных аргументов, входящих в (26), (27). Тогда на основании совместного решения уравнений (1), (18) и (1), (19) при указанных выше граничных условиях для теплообменника в целом (типов П и Z), выполненных по моделям теплообмена в соответствии с ВАР-1 и ВАР-2, определяем:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2')L_{\text{пз}} \pm \Delta Q_{\text{т}}W_1^{-1}(W_2R_{\text{пз}} \pm 1); \quad (28)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2')W_1W_2^{-2}L_{\text{пз}} \pm \Delta Q_{\text{т}}R_{\text{пз}}, \quad (29)$$

где

- согласно ВАР-1

$$R_{\text{п}} = (W_1 + W_2)^{-1}[1 + W_1^2(W_1 + W_2)^{-1}(kF)^{-1}(1 - E_{\text{п}})]; \quad (30)$$

$$R_z = [W_1^{-1} + W_1(W_1 - W_2)^{-1}(kF)^{-1}(1 - E_z)](E_z - W_2W_1^{-1})^{-1}; \quad (31)$$

- согласно ВАР-2

$$R_{\text{п}} = (W_1 + W_2)^{-1}[1 - W_1W_2(W_1 + W_2)^{-1}(kF)^{-1}(1 - E_{\text{п}})]; \quad (32)$$

$$R_z = [W_1^{-1} + W_2(W_1 - W_2)^{-1}(kF)^{-1}(1 - E_z)](E_z - W_2W_1^{-1})^{-1}. \quad (33)$$

Для прямоточных подогревателей (П) в формуле (28) перед множителем $\Delta Q_{\text{т}}$ стоит знак «+», а перед единицей – знак «-»; для противоточных подогревателей (Z) – наоборот: перед $\Delta Q_{\text{т}}$ стоит знак «-», а перед единицей

цей – знак «+». В формуле (29) для прямоточных подогревателей (П) перед множителем ΔQ_T стоит знак «-», а для противоточных (З) – наоборот: знак «+». Традиционные показатели [1, 2] $L_{\text{п}}$ и $L_{\text{з}}$, входящие в (28), (29), вычисляются по (6), (7).

Для противоточных (З) теплообменников при значениях $W_1 = W_2 = W$ расчет ряда показателей приводит к неопределенностям типа 0/0, которые следует раскрывать. В частности, расчет предельных значений температур t_1'' и t_2'' выполняется по тем же формулам (28) и (29) путем раскрытия неопределенностей типа 0/0 показателей L_z и R_z . При этом следует иметь в виду, что для обоих вариантов ВАР-1 и ВАР-2 согласно формуле (7)

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} L_z = L_z^0 = [1 + W(kF)^{-1}]^{-1}; \quad (34)$$

а на основании формул (31), (33):

- Согласно ВАР-1

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} R_z = R_z^0 = -(1 + 0,5kFW^{-1})(kF + W)^{-1}; \quad (35)$$

- Согласно ВАР-2

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} R_z = R_z^0 = -0,5kFW_1^{-1}(kF + W)^{-1}. \quad (36)$$

На основании (24), (25) и предельных значений перепадов температур $(t_1' - t_1'')$, $(t_2'' - t_2')$ согласно формулам (28), (29) при $L_z = L_z^0$ и $R_z = R_z^0$ аналогично определяем

$$\lim_{W_1 \rightarrow W_2} \Delta \tau_z = \Delta \tau_z^0 = (t_1' - t_2')(1 + kFW^{-1})^{-1} \pm 0,5\Delta Q_T (kF + W)^{-1}, \quad (37)$$

где в случае ВАР-1 перед показателем ΔQ_T в формуле (37) стоит знак «+», а в случае ВАР-2 – знак «-».

Уравнения (26), (27) могут быть использованы также для определения таких характеристик теплообменника, как комплекс kF и абсолютная величина теплотеря ΔQ_T . Кроме того, в порядке варианта решения такой задачи можно воспользоваться полученными выше формулами (28), (29), представляющими собой следующие аргументированные функции:

$$f_1 = (t_1'', t_1', t_2', W_1, W_2, kF, \Delta Q_T) = 0; \quad (38)$$

$$f_2 = (t_2'', t_1', t_2', W_1, W_2, kF, \Delta Q_T) = 0. \quad (39)$$

На основании последних, т. е. (28), (29), имея в виду, что $(\Delta Q_T)_1 = (\Delta Q_T)_2 = \Delta Q_T$, соответственно определяем:

$$(\Delta Q_T)_1 = \pm \frac{t_1'' - t_1' + (t_1' - t_2')L_{\text{пз}}}{W_1^{-1}(W_2 R_{\text{пз}} \pm 1)} = f(kF); \quad (40)$$

$$(\Delta Q_T)_2 = \pm [t_2'' - t_2' + (t_1' - t_2')W_1 W_2 L_{\text{пз}}] R_{\text{пз}}^{-1} = f(kF). \quad (41)$$

Знаки «+» в уравнениях (40), (41) и «-» перед единицей в уравнении (40) указывают на то, что они относятся к случаю измерений и расчета прямоточных (П) подогревателей. Для противоточных (Z) подогревателей – наоборот. На основании (40), (41) путем приравнивания между собой показателей $(\Delta Q_T)_1 = (\Delta Q_T)_2 = \Delta Q_T$ получаем одно трансцендентное уравнение, которое легко решается с помощью компьютера. Далее по одной из формул (40) или (41) вычисляется величина ΔQ_T и соответственно с помощью формул (2) и (1) определяется тепловой КПД η_T исследуемого подогревателя.

Наряду с использованием уравнения «конечных» температур (18), (19) показатель kF может быть вычислен также на основании совместного решения уравнений теплового баланса (1) и среднеинтегрального температурного напора (20)–(25) и т. д.

Актуальность разработанной методики расчета режимов работы теплообменников типа «труба в трубе», адекватных модели теплообмена по ВАР-1 и используемых в ряде ЦТП для горячего водоснабжения, очевидна. На ее основании (по ВАР-1) были сделаны также исследования [6] режимов работы теплопровода типа «труба в трубе», т. е. теплообменника с тремя рабочими каналами: центральной трубой и двумя кольцевыми каналами. Здесь в «особом» положении оказывается средний (первый от трубы) кольцевой канал: со стороны центральной трубы его пристеночное температурное поле формируется противоточным (Z) движением обоих теплоносителей, а со стороны второй кольцевой трубы прямоточным (П) движением обоих теплоносителей. Программные средства 2Т4К, 2Т5К и другие [6] являются примерным подтверждением того, что принцип методики расчета теплопотерь в трех- и многоканальных теплообменниках может быть успешно использован при условии соответствующего (посекционного) учета конструктивной и структурной (в частности, «П» или «Z») схем исследуемых теплообменников, даже если они и пластинчатого типа. Что касается последних с систематическим чередованием каналов «горячих» и «холодных» теплоносителей (движущихся относительно друг друга по схемам «П» или «Z»), то в этом случае расчет их следует выполнять «посекционно» в зависимости от того, какой из рабочих каналов («горячий» или «холодный») граничит с окружающей средой. В случае, если по крайним каналам, граничащим с окружающей средой, проходит «холодный» теплоноситель, то поперечная область теплообмена от прилегающей к нему половины «горячего» канала до окружающей (после теплоизоляции) среды рассчитывается по ВАР-1 при условии $\Delta Q_T \neq 0$. Остальные промежуточные области (по половинам каналов) «горячих» и «холодных» теплоносителей рассчитываются также по ВАР-1, но при условии, что $\Delta Q_T = 0$. В случае, если по крайним каналам, граничащим с окружающей средой, проходит «горячий» теплоноситель, то поперечная область теплообмена от прилегающей к нему половины «холодного» канала до окружающей (после теплоизоляции) среды рассчитывается по ВАР-2 при условии $\Delta Q_T \neq 0$. Остальные промежуточные области (по половинам каналов) «горячих» и «холодных» теплоносителей рассчитываются по ВАР-1, но при условии $\Delta Q_T = 0$.

Расчет многоканального теплообменника, представляющего собой систему набора коаксиальных труб, выполняется аналогичным образом в зависимости от конструктивной модели теплообмена между наружным кольцевым каналом и окружающей средой: по ВАР-1 или ВАР-2.

Следует заметить, что даже при удовлетворительном состоянии тепловой изоляции влияние реальных теплопотерь существенно сказывается на таком показателе теплообменника, как тепловой коэффициент полезного действия η_T . При режимах теплообменника, отличных от оптимального (с той же теплоизоляцией), его теплопотери P могут составлять не 1–2 %, как это принимается в ориентировочных расчетах, т. е. $\eta_T = 1 - 0,01P = 0,99 - 0,98$, а 20 % и даже выше. При исключительно неблагоприятных условиях они «стремятся» к 100 %. Эта особенность теплообменника определяется формулами (3) и (4) в [3], а также видна по результатам примерных расчетов, приведенных в табл. 1.

Таблица 1

Результаты примерных расчетов

1. Теплообменник: схема движения потоков Z, «МодРас» по ВАР-1: $\Delta t_z kF = Q^{пр}$

Обозначение	G_1	G_2	kF	t_1	t_2	t_1''	t_2''	P	η_T	η_z	
Реж. 1 «МодРас»	0,275	1,100	348,9	120,0	15,0	50,68	19,92	71,61	0,284	0,660	
						«БезПот»	54,06	31,49	0,00	1,000	0,628
						«Уч.Пот»	17,53	19,24	71,61	0,583	0,976
Реж. 2 «МодРас»	10,000	5,000	23260,0	120,0	40,0	41,67	61,22	86,46	0,135	0,979	
						«БезПот»	82,90	114,19	0,00	1,000	0,464
						«Уч.Пот»	40,00	51,62	86,46	0,536	1,000
Размерность	т/ч	т/ч	Вт/°С	°С	°С	°С	°С	%	–	–	

2. Теплообменник: схема движения потоков Z, «МодРас» по ВАР-2: $\Delta t_z kF = Q^{нет}$

Обозначение	G_1	G_2	kF	t_1	t_2	t_1''	t_2''	P	η_T	η_z	
Реж. 1 «МодРас»	0,275	1,100	348,9	120,0	15,0	22,73	27,15	50,03	0,500	0,926	
						«БезПот»	54,06	31,49	0,00	1,000	0,628
						«Уч.Пот»	28,16	22,65	50,03	0,667	0,875
Реж. 2 «МодРас»	10,000	5,000	23260,0	120,0	40,0	41,72	98,59	62,58	0,374	0,978	
						«БезПот»	82,90	114,1	0,00	1,000	0,464
						«Уч.Пот»	42,48	75,69	62,58	0,615	0,969
Размерность	т/ч	т/ч	Вт/°С	°С	°С	°С	°С	%	–	–	

3. Теплообменник: схема движения потоков П, «МодРас» по ВАР-1: $\Delta t_{п} kF = Q^{пр}$

Обозначение	G_1	G_2	kF	t_1	t_2	t_1''	t_2''	P	η_T	η_z	
Реж. 1 «МодРас»	0,275	1,100	348,9	120,0	15,0	52,93	19,23	74,77	0,252	0,639	
						«БезПот»	57,48	30,63	0,00	1,000	0,595
						«Уч.Пот»	19,81	18,62	74,77	0,572	0,954
Реж. 2 «МодРас»	10,000	5,000	23260,0	120,0	40,0	63,55	45,50	95,13	0,049	0,706	
						«БезПот»	93,40	93,20	0,00	1,000	0,333
						«Уч.Пот»	43,81	43,81	95,13	0,512	0,952
Размерность	т/ч	т/ч	Вт/°С	°С	°С	°С	°С	%	–	–	

4. Теплообменник: схема движения потоков П, «МодРас» по ВАР-2: $\Delta t_{п} kF = Q^{нет}$

Обозначение	G_1	G_2	kF	t_1	t_2	t_1''	t_2''	P	η_T	η_z	
Реж. 1 «МодРас»	0,275	1,100	348,9	120,0	15,0	38,82	27,97	36,11	0,639	0,773	
						«БезПот»	57,48	30,63	0,00	1,000	0,595
						«Уч.Пот»	39,97	24,39	36,11	0,735	0,762
Реж. 2 «МодРас»	10,000	5,000	23260,0	120,0	40,0	92,54	92,54	4,34	0,957	0,343	
						«БезПот»	93,40	93,20	0,00	1,000	0,333
						«Уч.Пот»	91,84	91,63	4,34	0,958	0,352
Размерность	т/ч	т/ч	Вт/°С	°С	°С	°С	°С	%	–	–	

Легко убедиться в том, что в случае пренебрежения величиной теплопотерь, т. е. при $\Delta Q_T = 0$, приведенные расчетные формулы обращаются в общеизвестные аналогичные зависимости, представленные [1, 2].

В случае практической необходимости задача по учету теплопотерь ΔQ_T может быть аналогичным образом рассмотрена при граничных условиях 1-го и 3-го рода. Введение дополнительных функций $\Delta Q_T = f(X)$, отвечающих граничным условиям 1-го и 3-го рода, скажется только на промежуточных значениях температур в теплообменнике. Для теплообменника в целом (при $F_x = F$; $\Delta t_x = \Delta t_{пз}$ и т. д.) влияние указанных изменений на итоговые результаты расчетов ожидается несущественное.

Для смешанных подогревателей в любом случае выполняются расчеты по двум «противоположным» схемам (П) и (З). Далее проводятся соответствующие корректировки полученных результатов расчета путем учета упомянутых выше «коэффициентов влияния» β_n или β_z .

В табл. 1 даны результаты примерных расчетов выходных температур t_1'' , t_2'' , вычисленных тремя способами: 1 – «МодРас» – по методу, изложенному в данной статье; 2 – «БезПот» – по известному традиционному методу [1, 2] без учета теплопотерь; 3 – «Уч.Пот» – по методу ориентировочного учета теплопотерь [1]. Метод расчета «Уч.Пот» основан на введении гипотетических поправок к водяным эквивалентам теплоносителей, т. е. путем замены реально существующих водяных эквивалентов обоих теплоносителей на «расчетные», вычисляемые по формуле $W_{1,2}^0 = W_{1,2} (1 \pm P/100)$. Здесь P – относительная (%) величина абсолютных теплопотерь ΔQ_T через поверхность теплообменника в сравнении с теплотой, генерируемой «горячим» теплоносителем: $P = 100\Delta Q_T/\Delta Q_T + Q_T$. После определения показателей $W_{1,2}^0$ дальнейший расчет по методу «Уч.Пот» идентичен расчету по методу «БезПот». Исходные данные (в реж. 1, 2) при выполнении расчетов следующие: массовые расходы «горячего» (G_1) и «холодного» (G_2) теплоносителей, их температуры на входе t_1 , t_2 и комплекс kF . При расчете по методу «БезПот» показатель $P = 0$, а при расчете по методу «Уч.Пот» показатель P принимается равным соответствующему показателю P , вычисленному по методу «МодРас». Это, к сожалению, не соответствует уравнению теплового баланса (1) при $W_1 = W_1^0$ и $W_2 = W_2^0$. Таким образом, с помощью данных, приведенных в табл. 1, имеется возможность произвести сопоставление и оценить эффективность трех упомянутых способов расчета теплообменников. Из учета целенаправленности данной статьи преимущества метода «МодРас» очевидны.

ВЫВОДЫ

1. Разработан метод расчета и соответствующий программный файл по исследованию среднеинтегрального температурного напора и конечных температур двух теплоносителей (движущихся относительно друг к другу по схемам «П» и «З») с учетом теплопотерь в окружающую среду.

2. Показано, что классическая задача по изучению процессов теплообмена между двумя основными теплоносителями в обязательном порядке должна предусматривать также учет механизма их теплообмена (по ВАР-1, ВАР-2) с третьим, т. е. виртуальным теплоносителем, именуемым окружающей средой.

3. С позиций традиционного рассмотрения двух (холодного и горячего) теплоносителей учет реальных теплопотерь позволяет:

- более детально рассмотреть и изучить механизм теплообмена между теплоносителями в зависимости от их расположения между собой и по отношению к окружающей среде, т. е. по ВАР-1 или ВАР-2;

- окружающую среду рассматривать в качестве дополнительного виртуального теплоносителя с граничными условиями теплообмена 1-го, 2-го и 3-го рода;

- увязать между собой такие понятия, как тепловой коэффициент полезного действия теплообменника η_T и коэффициент использования температурного потенциала $\eta_{пз}$ горячего теплоносителя.

4. Акцентируется внимание на том, что путем введения упомянутых коэффициентов β_n и β_z разработанный метод расчета применим для теплообменников смешанного типа в плане размещения потоков по схемам «П» и «Z».

5. Результаты выполненного исследования следует рассматривать как начало для:

- дальнейшего пополнения и усовершенствования общепризнанной методики расчета теплообменников, изложенной в ряде учебников и методической литературе;

- дальнейшего изучения среднеинтегрального метода расчета теплообменников с тремя и большим числом теплоносителей, а также теплообменников батарейного типа, например типа «труба в трубе»;

- разработки унифицированного метода расчета теплообменников с теплоносителями, включенными по смешанным схемам «П» и «Z».

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / Б. А. Байрашевский, Н. П. Борушко. – М., 1973. – С. 228–242.

2. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М., 1969. – С. 133, 134, 398–410.

3. Байрашевский, Б. А. Влияние теплопотерь в окружающую среду на температурный режим работы теплообменников / Б. А. Байрашевский, Н. П. Борушко // Весці НАН Беларусі. Сер. ФТН. – 2000. – № 2. – С. 153–155.

4. Петухов, Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М., 1967. – С. 209, 210.

5. Жуковский, В. С. Основы теории теплопередачи / В. С. Жуковский. – Л., 1969. – С. 21, 22.

6. Байрашевский, Б. А. Теплопровод «труба в трубе» как альтернативный вариант двухтрубной прокладки / Б. А. Байрашевский, Н. П. Борушко // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2006. – № 1. – С. 72–76.

Поступила 28.12.2006