

В. Б. Кунтыш, д-р техн. наук, профессор; О. В. Петрович, канд. техн. наук.

### МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ТРУБЧАТО-РЕБРИСТЫХ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАСЛЯНЫХ КАЛОРИФЕРОВ ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ПРОЦЕССОВ ДЕРЕВООБРАБОТКИ

Methodic of heat verifying calculation standard heaters from bimetallic rib pipes by replacement in their water heat-transfer medium coal oil is discribed.

В целом ряде технологических процессов деревообрабатывающей промышленности применяется воздух атмосферного давления с повышенной температурой 120–180°C. Важнейшим достоинством минеральных масел в качестве теплоносителя является высокая температура кипения при атмосферном давлении, достигающая 300–500°C. Трубопроводные коммуникации оказываются под внутренним давлением в 5–14 раз меньшим по сравнению с давлением водяного теплоносителя для нагрева воздуха до 180°C [1]

В качестве теплоносителя лучше выбирать масла с преобладанием ароматических соединений, менее подверженных окислительным процессам, а температура вспышки должна составлять 220°C и выше. Необходимо стремиться, чтобы выбираемое масло имело высокие значения удельной массовой изобарной теплоемкости и коэффициента теплопроводности и низкие значения коэффициента кинематической вязкости. Для применения в калориферах изложенным требованиям удовлетворяет ароматизированное минеральное масло АМТ-300 [2], а также могут быть рекомендованы индустриальные масла марок ИС-2, ИС-45.

Для нагрева воздуха в процессах деревообработки по условию коррозионной стойкости преимущественно используются в стандартных калориферах биметаллические ребристые трубы (БРТ) с накатными спиральными алюминиевыми ребрами (рис. 1). Серийное производство таких калориферов осуществляется Костромским калориферным заводом, а технические характеристики их можно найти в [3, 4].

Теплообменные БРТ имеют шахматное расположение в решетках по вершинам равностороннего треугольника. Число поперечных рядов труб по направлению движения воздуха  $z = 3$  или 4. Паровые калориферы – одноходовые по обоим теплоносителям, причем каждая из сред не перемешивается в пределах хода. В водяных теплоносителях число ходов воды равно 4 или 6 с перемешиванием ее между ходами, число ходов воздуха равно одному, который, как и в паровых калориферах, не перемешивается в пределах хода. Эти

гидродинамические особенности необходимо знать для правильного выбора поправочного коэффициента  $\varepsilon_{\Delta t}$  [4] к среднелогарифмическому температурному напору  $\Delta t_{\text{прот}}$  в предположении протivotочной схемы движения теплоносителей.

При замене греющего теплоносителя в калорифере произойдет изменение его теплового потока вследствие новых условий теплопередачи. Для решения вопроса о достаточности установленных калориферов или необходимости установки дополнительного числа требуется значение теплового потока эксплуатируемого калорифера (калориферов) в составе технологической установки для выбранного типа масляного теплоносителя.

Цель работы – разработка методики поверочного теплового расчета стандартного калорифера из БРТ при переводе его на греющий теплоноситель из минерального масла. Итогом реализации цели является величина теплового потока калорифера для выбранного масляного теплоносителя.

По результатам теплового расчета технологического процесса установки известны: температуры, °C, воздуха на входе  $t'_2$  и выходе  $t''_2$  из калорифера; площадь  $F$ , м<sup>2</sup>, поверхности теплообмена по ребренной (воздушной) стороне калорифера; габаритные размеры калорифера и компоновочные характеристики трубного пучка; материальное исполнение БРТ, геометрические размеры ребер и несущей трубы; массовый расход  $G_2$ , кг/с, воздуха через калорифер; массовая скорость  $(\nu\rho)_n$ , кг/(м<sup>2</sup> · с), воздуха во фронтальном сечении калорифера; скорость  $\nu$ , м/с, в сжатом поперечном сечении пучка труб калорифера; схема взаимного направления движения воздуха и масла относительно друг друга; направление движения воздуха относительно продольной оси БРТ (перпендикулярное или наклонное); тепловой поток  $Q_n$ , кВт, калорифера при паровом (водяном) теплоносителе; тип минерального масла, выбранного с учетом высказанных здесь соображений; температура масла  $t'_1$ , °C, на входе в трубы калорифера, принимаемая из технической характеристики котла.

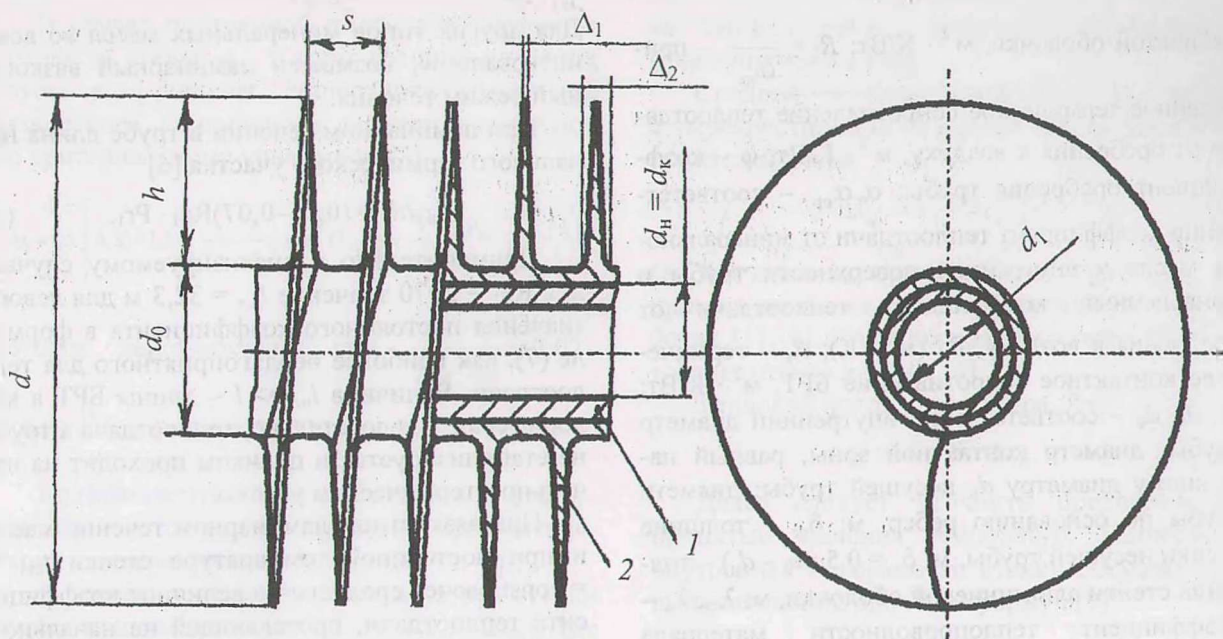


Рисунок. Биметаллическая ребристая труба:  
1 – несущая труба; 2 – накатная алюминиевая ребристая оболочка

При таком задании исходных данных недостающее значение температуры масла на выходе из калорифера  $t_1''$ , °С, определяется из уравнения теплового баланса по масляной стороне

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q_n}{G_1 \cdot c_1}, \quad (1)$$

где  $c_1$  – удельная массовая теплоемкость масла при постоянном давлении,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $G_1$  – массовый расход масла, кг/с.

Значение  $c_1$  выбирается по средней температуре масла  $t_1 = 0,5 \cdot (t_1' + t_1'')$ , °С.

Массовый расход масла

$$G_1 = w_1 \cdot \rho_1 \cdot f_{\text{тр}}, \quad (2)$$

где  $w_1$  – скорость масла, м/с;  $\rho_1$  – плотность масла при средней температуре,  $\text{кг/м}^3$ ;  $f_{\text{тр}}$  – площадь внутреннего поперечного сечения БРТ одного хода масла,  $\text{м}^2$ .

Величина  $f_{\text{тр}}$  принимается по технической характеристике калорифера или может быть вычислена по формуле

$$f_{\text{тр}} = 0,785 \cdot n \cdot d_1^2, \quad (3)$$

где  $n$  – количество труб в одном ходе масла, шт.

Значением  $w_1$  задаются в диапазоне, известном по опыту проектирования маслоохладителей, при этом полученная по формуле (2) вели-

чина  $G_1$  не должна превышать возможностей котла.

В случае задания температуры масла  $t_1''$ , его расход вычисляется из того же уравнения теплового баланса

$$G_1 = \frac{Q_n}{c_1 \cdot (t_1' - t_1'')} \quad (4)$$

и далее из выражения (2) находится скорость масла  $w_1$ , которая согласуется с рекомендованным диапазоном.

Коэффициент теплопередачи  $K$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , БРТ калорифера, отнесенный к полной площади поверхности теплообмена  $F$  по его оребренной стороне, определяется по аналитической формуле [5]

$$K = (R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5)^{-1}, \quad (5)$$

где  $R_1 = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1}$  – приведенное термическое

сопротивление теплоотдачи с внутренней стороны трубы,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_2 = \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1} \cdot \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}$  – приведенное термическое сопротивление стенки несущей

трубы,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_3 = R_k \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1}$  – приведенное термическое контактное сопротивление тру-

бы,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_4 = \frac{\varphi \cdot d_0}{d_k} \cdot \frac{\delta_a}{\lambda_a}$  – приведенное термическое сопротивление стенки алюминиевой

ребристой оболочки,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $R_5 = \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}}$  — при-

веденное термическое сопротивление теплоотда-  
чи от оребрения к воздуху,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $\varphi$  — коэф-  
фициент оребрения трубы;  $\alpha, \alpha_{\text{пр}}$  — соответст-  
венно коэффициент теплоотдачи от минерально-  
го масла к внутренней поверхности трубы и  
приведенный коэффициент теплоотдачи от  
ребрения к воздуху,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $R_k$  — термиче-  
ское контактное сопротивление БРТ,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  
 $d_1, d_k, d_0$  — соответственно внутренний диаметр  
трубы; диаметр контактной зоны, равный на-  
ружному диаметру  $d_n$  несущей трубы; диаметр  
трубы по основанию ребер,  $\text{м}$ ;  $\delta_{\text{ст}}$  — толщина  
стенки несущей трубы,  $\text{м}$ ;  $\delta_a = 0,5 \cdot (d_0 - d_n)$  — тол-  
щина стенки алюминиевой оболочки,  $\text{м}$ ;  $\lambda_{\text{ст}}, \lambda_a$  —  
коэффициент теплопроводности материала  
стенки несущей трубы и алюминиевой оболоч-  
ки,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Коэффициент оребрения трубы с круглыми  
спиральными ребрами

$$\varphi = 1 + \frac{2h}{s d_0} \cdot (d_0 + h + \Delta), \quad (6)$$

где  $h, s, \Delta = 0,5 \cdot (\Delta_1 + \Delta_2)$  — высота, шаг и сред-  
няя толщина ребра.

Наибольшие затруднения вызывает расчет  
термических сопротивлений  $R_1$  и  $R_3$ . Отсутст-  
вие точных значений температуры соответст-  
вующих стенок БРТ требует целого ряда после-  
довательных приближений при вычислении  
коэффициента теплоотдачи масла  $\alpha$  и термиче-  
ского контактного сопротивления (ТКС)  $R_k$ .

Задаются скоростью масла в интервале  $w_1 \approx$   
 $\approx 0,2-0,8$  м/с и выясняют гидродинамический  
режим движения в трубах БРТ. Пусть средняя  
температура масла АМТ-300, которое по теп-  
лофизическим свойствам является наиболее  
предпочтительным для высокотемпературного  
нагрева воздуха,  $t_1 = 180^\circ\text{C}$ ; внутренний диа-  
метр БРТ калорифера  $d_1 = 13,6$  мм. По [2] ко-  
эффициент кинематической вязкости масла  $\nu_1 =$   
 $= 1,31 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, число Прандтля  $Pr_1 = 22,9$ . Для  
принятых значений  $w_1$  число  $Re_1 = (w_1 \cdot d_1) / \nu_1 =$   
 $= 2070-8280$ . Следовательно, возможное дви-  
жение масла протекает в ламинарном  
( $Re_1 \leq 2300$ ) или переходном режиме. Трубы  
калориферов имеют малый диаметр, тогда  
влиянием свободной конвекции на теплоотдачу  
масла можно пренебречь. Этот случай соответ-  
ствует ламинарному вязкостному режиму тече-  
ния жидкости, что необходимо учитывать при  
выборе критериальных уравнений теплоотдачи.

Для других типов минеральных масел во всем  
интервале  $w_1$  возможен ламинарный вязкост-  
ный режим течения.

При ламинарном течении в трубе длина на-  
чального термического участка [6]

$$l_{\text{н.т.}}/d_1 = (0,05-0,07) Re_1 \cdot Pr_1. \quad (7)$$

Применительно к анализируемому случаю  
для  $Re_1 = 2070$  значение  $l_{\text{н.т.}} = 32,3$  м для левого  
значения постоянного коэффициента в форму-  
ле (7), как наиболее неблагоприятного для теп-  
лоотдачи. Величина  $l_{\text{н.т.}} \gg l$  — длины БРТ в ка-  
лориферах. Следовательно, теплоотдача в трубе  
не стабилизируется и целиком проходит на на-  
чальном термическом участке.

При вязкостном ламинарном течении масла  
и при постоянной температуре стенки  $t_{\text{ст1}} =$   
 $= \text{const}$  расчет среднего по величине коэффици-  
ента теплоотдачи, протекающей на начальном  
термическом участке трубы, выполняют по  
критериальной зависимости [6]

$$Nu_1 = 1,55 \cdot \left( \frac{1}{Re_1} \cdot \frac{l}{d_1} \right)^{-1/3} \cdot \left( \frac{\mu_{\text{ст1}}}{\mu_1} \right)^{-0,14} \cdot \varepsilon, \quad (8)$$

$$\varepsilon = 0,6 \cdot \left( \frac{1}{Re_1} \cdot \frac{l}{d_1} \right)^{-1/2} \cdot \left( 1 + 2,5 \cdot \frac{1}{Re_1} \cdot \frac{l}{d_1} \right), \quad (9)$$

где  $Nu_1 = \frac{\alpha \cdot d_1}{\lambda_1}$  — число Нуссельта;  $Re_1 =$   
 $= Re_1 \cdot Pr_1$  — число Пекле;  $Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1}$  — число

Рейнольдса;  $\mu$  — динамическая вязкость масла,  
Па · с;  $\lambda_1$  — коэффициент теплопроводности  
масла,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Формула (4) действительна при  $Re_1 < 2300$ ;

$$0,07 \leq \frac{\mu_{\text{ст1}}}{\mu_1} \leq 1500.$$

Поправка  $\varepsilon$  на участок гидродинамической  
стабилизации вводится, когда перед обогревае-  
мым участком трубы нет участка гидродинами-  
ческой стабилизации и  $\frac{1}{Re_1} \cdot \frac{l}{d_1} < 0,1$ . Длина  
участка гидродинамической стабилизации те-  
чения масла составляет

$$l_r = 0,065 \cdot Re_1 \cdot d_1. \quad (10)$$

Индексы «1» и «ст1» означают, что физиче-  
ские свойства масла выбираются соответствен-  
но при температуре пограничного слоя  $t =$   
 $= 0,5 \cdot (t_1 + t_{\text{ст1}})$  и температуре внутренней по-  
верхности стенки несущей трубы  $t_{\text{ст1}}$ .

В случае постоянной плотности теплового потока на стенке  $q_{\text{ст1}} = \text{const}$  средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи масла для вязкостного ламинарного течения вычисляют по критериальному уравнению [7]

$$Nu_1 = 1,5 \left[ 4,36 + 1,31 \cdot \left( \frac{1}{Re_1} \cdot \frac{l}{d_1} \right) \cdot \exp \left( 13 \cdot \sqrt{\frac{1}{Re_1} \cdot \frac{l}{d_1}} \right) \cdot \left( \frac{\mu_{\text{ст1}}}{\mu_1} \right)^{0,6} \right], \quad (11)$$

которое действительно при  $\frac{1}{Re_1} \cdot \frac{l}{d_1} \leq 0,07$ ;

$$0,04 \leq \frac{\mu_{\text{ст1}}}{\mu_1} \leq 1; Re_1 < 2300.$$

Коэффициент теплоотдачи масла в формулах (8), (11) отнесен к среднему арифметическому температурному напору  $\Delta t_a = t_1 - t_{\text{ст1}}$ .

В первом приближении температуру стенки трубы принимают  $t_{\text{ст1}} = 0,5 \cdot (t_1 - 0,5 \cdot \Delta t_{\text{сп}})$ , где  $\Delta t_{\text{сп}}$  – средний температурный напор калорифера.

В переходной области течения  $2300 < Re_1 < 10\,000$  коэффициент теплоотдачи масла подчиняется критериальному уравнению В. Д. Попова [8]

$$Nu_1 = 0,008 \cdot Re_1^{0,9} \cdot Pr_1^{0,433}. \quad (12)$$

В формулах (7), (10), (12) физические свойства масла  $\nu_1$ ,  $\lambda_1$  и число  $Pr_1$  принимаются по его средней температуре.

Для расчета теплоотдачи масла в турбулентном режиме движения  $Re_1 \geq 10\,000$ , что принципиально возможно, применяется многократно апробированное в проектной практике известное критериальное уравнение [2, 7, 8] М. А. Михеева для капельных жидкостей.

Значения  $R_k$ ,  $m^2 \cdot K/Вт$ , для биметаллических стальных труб и алюминиевых накатных ребер в интервале значения средней температуры зоны контакта  $t_k = 50-230^\circ\text{C}$  с погрешностью  $\pm 10\%$  вычисляют по формуле В. Г. Зайцева [9]

$$R_k = 0,22 \cdot 10^{-3} + 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot (t_k - 95). \quad (13)$$

В первом приближении среднюю температуру зоны контакта назначают равной  $t_k = 0,5 \cdot (t_1 + t_2)$  с последующим уточнением.

При вычислении  $R_3$  необходимо предварительно найти средний конвективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_k$ ,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ , поперечно обтекаемого воздухом шахматного пучка из БРТ. Исследования в работе [5] показали, что для этого следует применять обобщенное критериальное уравнение Архангельского государственного технического университета (АГТУ) [9], включающее всю размерную гамму БРТ стандартных калориферов. Затем по формуле В. Ф. Юдина [4, 9] определяется приведенный коэффициент

теплоотдачи  $\alpha_{\text{пр}}$ , процедура расчета продемонстрирована в [10].

Средний температурный напор калорифера с перекрестноточной схемой движения теплоносителей равен

$$\Delta t_{\text{сп}} = \epsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{\text{прот}}, \quad (14)$$

где значения  $\epsilon_{\Delta t}$  принимают по графикам, например, наиболее полно представленным в работах [11, 8]. Для однократного перекрестного тока их можно найти в [4].

Тепловой поток калорифера, Вт,

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{сп}}. \quad (15)$$

Далее следует уточнить предварительно принятые значения температур. Температура внутренней поверхности стенки несущих труб вычисляется по одной из формул [9]:

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - \frac{K \cdot F \cdot (t_1 - t_2)}{\alpha \cdot F_{\text{вн}}}; \quad (16)$$

$$t_{\text{ст1}} = t_1 - \frac{Q}{\alpha \cdot F_{\text{вн}}}, \quad (17)$$

где  $F_{\text{вн}}$  – площадь внутренней поверхности труб калорифера,  $m^2$ .

Расхождение между предварительно принятым значением температуры стенки и уточненным не должно превышать  $2^\circ\text{C}$ .

Уточняют среднюю температуру в зоне контакта,  $^\circ\text{C}$ :

наружной поверхности несущих труб

$$t_{1к} = t_2 - K \cdot \varphi \cdot d_0 \cdot \left( \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}} \cdot d_k} + \frac{1}{\alpha \cdot d_1} \right) \cdot \Delta t_{\text{сп}}, \quad (18)$$

внутренней поверхности ребристой оболочки

$$t_{2к} = t_1 + K \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} + \varphi \cdot \frac{d_0}{d_k} \cdot \frac{\delta_{\text{с}}}{\lambda_{\text{с}}} \right) \cdot \Delta t_{\text{сп}}. \quad (19)$$

Уточненное значение средней температуры контактной зоны  $t_k = 0,5 \cdot (t_{1к} + t_{2к})$  сравнивается с предварительно принятым. Допускаемое расхождение составляет  $\pm 10\%$ .

Расчет повторяют до получения сходимости температур  $t_{\text{ст1}}$ ,  $t_k$  в указанных пределах. По завершении этой процедуры полученное значение  $Q$  по формуле (15) является окончательным. Сравнивая значения  $Q$  и  $Q_p$  приходят к заключению о достаточности (недостаточности) площади поверхности калорифера.

Возможно следующее окончание расчета. Вычисляют расчетную площадь поверхности теплообмена калорифера,  $m^2$ ,

$$F_p = \frac{Q_p}{K \cdot \Delta t_{cp}} \quad (20)$$

Сравнивают  $F_p$  с  $F$  и формулируют заключение, аналогичное предыдущему.

Изложенная методика не предусматривает учета лучистой составляющей теплового потока, которая для ребристых пучков  $z = 3, 4$  не превышает 10% и является запасом на загрязнение поверхностей теплообмена БРТ.

Потери давления масла в калорифере вычисляют по общепринятым формулам [11] применительно к режиму течения жидкости внутри труб.

#### Литература

1. Стерлин Д. М. Сушка в производстве фанеры и древесностружечных плит. – М.: Лесн. пром-сть, 1977. – 380 с.
2. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
3. Каталог выпускаемой продукции. Костромской калориферный завод. – Кострома, 2003. – 28 с.
4. Расчет, проектирование и реконструкция лесосушильных камер / Е. С. Богданов, В. И. Мелехов, В. Б. Кунтыш и др. – М.: Экология, 1993. – 352 с.

5. Бессонный А. Н., Кунтыш В. Б., Калейчик Т. П. Методика расчета тепловой и аэродинамической характеристик калориферов из биметаллических труб со спиральными накатными и навитыми алюминиевыми ребрами // Вест. Междунар. академии холода. – 2004. – Вып. 3. – С. 16 – 20.

6. Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 472 с.

7. Цветков Ф. Ф., Керимов Р. В., Величко В. И. Задачник по тепломассообмену. – М.: Издательство МЭИ, 1997. – 136 с.

8. Андреев В. А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. – Л.: Энергия, 1971. – 152 с.

9. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справ. / А. Н. Бессонный, Г. А. Дрейцер, В. Б. Кунтыш и др.; Под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.

10. Кунтыш В. Б., Бессонный А. Н., Дрейцер Г. А., Егоров И. Ф. Примеры расчетов нестандартизованных эффективных теплообменников / Под ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 2000. – 300 с.

11. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справ. пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.