

В. Б. Кунтыш, д-р техн. наук, профессор, О. В. Петрович, канд. техн. наук;  
Т. П. Калейчик, магистр техн. наук (Минское областное управление по надзору  
за эффективным использованием энергетических ресурсов)

### АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ ДАННЫХ ПО ЗАМЕНЕ ВОДЯНОГО ПАРА МИНЕРАЛЬНЫМИ МАСЛАМИ В БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ КАЛОРИФЕРАХ ФАНЕРНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Methodic of heat verifying calculation standard heaters from bimetallic rib pipes by replacement in their water heat-transfer medium coal oil is described. The practicability analysis of oil heaters application in veneer production.

В работе [1] излагается методика теплового расчета калориферов из биметаллических ребристых труб (БРТ) с накатными алюминиевыми ребрами при использовании в качестве греющего теплоносителя минерального масла. Даны также рекомендации по применению конкретных марок масла для высокотемпературного нагрева воздуха до 180 °С. В фанерном производстве целесообразно применять для нагрева воздуха по условиям коррозионной стойкости поверхностные стандартные калориферы Костромского калориферного завода из БРТ с алюминиевыми ребрами. Схема и конструктивные параметры БРТ показаны на рисунке. Их технические характеристики и расчетные формулы для теплоаэродинамических характеристик приведены в [2]. Применение масла вместо водяного пара уменьшает коэффициент теплоотдачи по внутренней стороне труб в 3,5–4 раза и сопровождается меньшим тепловым потоком калорифера.

Цель работы – определить величину возможного уменьшения теплового потока масляного калорифера по сравнению с паровым и

разработать предложения по компенсации этого негативного фактора, так как требуется установка большего количества калориферов в ограниченных объемах технологической установки, в частности роликовых сушилок СУР-4 и СУР-5 [3] для сушки шпона.

Для достижения поставленной цели был выполнен сравнительный тепловой расчет стандартного парового калорифера КПЗ-11 [2] из БРТ с коэффициентом оребрения трубы  $\phi = 9,5$ , трехрядного по направлению движения воздуха и одноходового по греющему теплоносителю.

Геометрические параметры ребристой оболочки, мм: наружный диаметр ребра  $d = 39$ ; диаметр ребра по основанию ребер  $d_0 = d - 2h = 20$ ; высота, шаг и средняя толщина ребра  $h = 9,5$ ;  $S = 3,4$ ;  $\Delta = 0,825$ . Несущая труба наружным диаметром  $d_n = 16$  мм, внутренним  $d_1 = 13,6$  мм выполнена из углеродистой стали. Разбивка трубок в решетках калорифера выполнена шахматной равноугонной с поперечным шагом  $S_1 = 41,5$  мм и продольным шагом  $S_2 = 36$  мм.

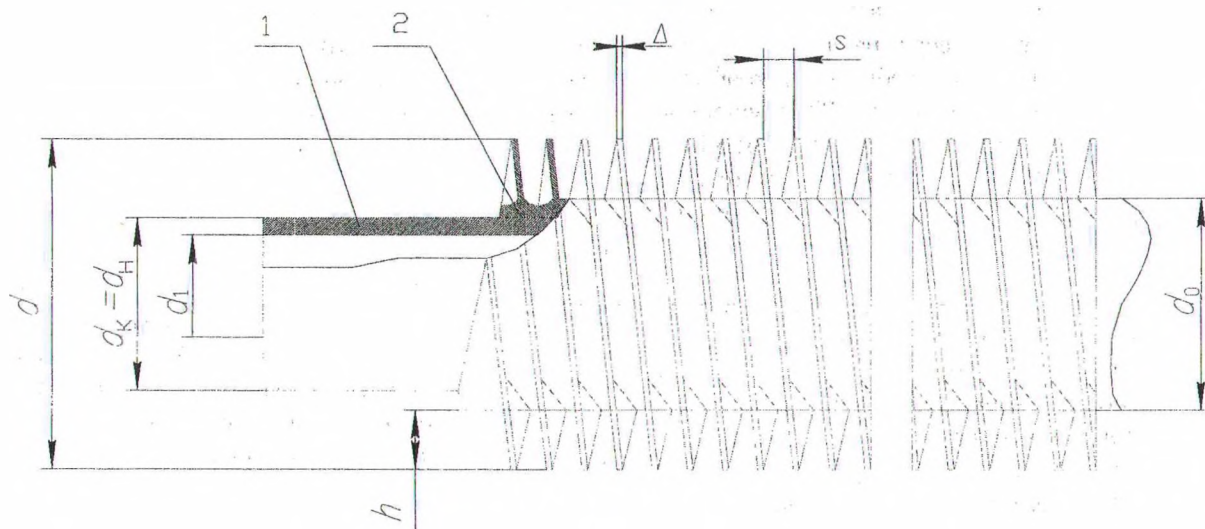


Рисунок. Биметаллическая ребристая труба:

1 – несущая труба; 2 – накатная алюминиевая ребристая оболочка

Нагрев воздуха осуществляется от  $t_2' = 143$  °С до  $t_2'' = 160$  °С при массовом расходе  $G_2 = 8,3$  кг/с. Площадь поверхности нагрева калорифера  $F = 68$  м<sup>2</sup>. Массовая скорость воздуха во фронтальном сечении составляет

$$\rho_2 w_{2н} = 5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

где  $\rho_2$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{2н}$  – скорость воздуха, м/с.

Коэффициент теплопередачи парового калорифера [2], Вт/(м<sup>2</sup> · К),

$$K = 29,84(\rho_2 w_{2н})^{0,422} l_0^{-0,55}, \quad (1)$$

где  $l_0$  – длина оребренной трубы, равная расстоянию между трубными решетками, м.

Греющим теплоносителем является сухой насыщенный водяной пар с температурой  $t_{н} = 200$  °С. В этом случае коэффициент теплопередачи калорифера получен равным  $K = 44,73$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). Тепловой поток калорифера  $Q_{п} = 143,1$  кВт.

Далее выполнен тепловой расчет этого калорифера при использовании минерального масла АМТ-300 [4]. Температура масла на входе в трубы калорифера  $t_1' = 200$  °С, на выходе из труб  $t_1'' = 190$  °С. Давление масла – атмосферное. Расчет осуществляется методом последовательных приближений по тепловому потоку  $Q_m$  передаваемому маслом. Получены следующие результаты: расход масла  $G_1 = 2,13$  кг/с; скорость масла внутри труб  $w_1 = 0,98$  м/с; коэффициент теплоотдачи масла  $\alpha_1 = 1096$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Термическое контактное сопротивление получено  $R_k = 0,43 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup> · К/Вт.

Расчет конвективного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_k$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К), между воздухом и шахматным пучком калорифера из труб со спиральными алюминиевыми ребрами и коэффициента теплопередачи пучка из БРТ осуществляется по зависимостям и формулам работы [5].

Связь конвективного коэффициента теплоотдачи с приведенным устанавливается соотношением В. Д. Юдина [2]

$$\alpha_{пр} = \alpha_k [(F_p / F) \mu E \psi_p + F_{тр} / F], \quad (2)$$

где  $F_p = F_6 + F_7$  – площадь поверхности ребер на 1 м длины трубы, м<sup>2</sup>/м;  $F_6$  – площадь боковой поверхности ребер на 1 м длины трубы, м<sup>2</sup>/м;  $F_7$  – площадь поверхности торцов ребер на 1 м длины трубы, м<sup>2</sup>/м;  $F_{тр}$  – площадь поверхности трубы длиной 1 м по основанию ребер, не занятая последними, м<sup>2</sup>/м;  $F = F_p + F_{тр}$  – полная площадь поверхности оребрения 1 м длины трубы, м<sup>2</sup>/м;  $\mu$  – коэффициент формы

поперечного сечения ребра;  $E$  – коэффициент эффективности ребра, принимаемый по графикам [2];  $\psi_p$  – коэффициент неравномерности распределения теплоотдачи по поверхности ребра.

Расчет значений указанных площадей осуществляется по формулам для круглых ребер:

$$F_6 = 0,5 \pi n' (d^2 - d_0^2); \quad (3)$$

$$F_7 = \pi d n' \Delta; \quad (4)$$

$$F_{тр} = \pi d_0 (1 - n' \Delta), \quad (5)$$

где  $n' = 1000 / S$  – количество ребер на 1 м длины трубы.

Для ребер прямоугольного поперечного сечения  $\mu = 1$ ; остальные данные для рассчитываемого варианта:  $\psi_p = 0,98$ ;  $E = 0,94$ .

Коэффициент теплопередачи масляного калорифера из БРТ, отнесенный к полной площади поверхности нагрева  $F$  по его оребренной стороне, равен, Вт/(м<sup>2</sup> · К),

$$K = (R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5)^{-1}. \quad (6)$$

В формуле (6):  $R_1 = 1 / \alpha_1 (\varphi d_0 / d_1)$  – приведенное термическое сопротивление теплоотдачи масла, м<sup>2</sup> · К/Вт;  $R_2 = (\varphi d_0 / d_1) (\delta_{ст} / \lambda_{ст})$  – приведенное термическое сопротивление стенки несущей трубы, м<sup>2</sup> · К/Вт;  $R_3 = R_k (\varphi d_0 / d_1)$  – приведенное термическое контактное сопротивление трубы, м<sup>2</sup> · К/Вт;  $R_4 = (\varphi d_0 / d_1) (\delta_a / \lambda_a)$  – приведенное термическое сопротивление стенки алюминиевой ребристой оболочки, м<sup>2</sup> · К/Вт;  $R_5 = 1 / \alpha_{пр}$  – приведенное термическое сопротивление теплоотдачи от оребрения к воздуху, м<sup>2</sup> · К/Вт.

В представленных выше зависимостях:  $\alpha_{пр}$  – приведенный коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $d_1, d_0, d_k$  – соответственно внутренний диаметр несущей трубы, диаметр трубы по основанию ребер, диаметр контактной зоны БРТ, м;  $\delta_{ст}, \delta_a$  – соответственно толщина стенки несущей трубы и стенки алюминиевой оболочки, м;  $\lambda_{ст}, \lambda_a$  – коэффициент теплопроводности материала стенки несущей трубы и алюминиевой оболочки, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Получено, что приведенный коэффициент теплоотдачи по воздушной стороне  $\alpha_{пр} = 108,2$  Вт/(м<sup>2</sup> · К), а коэффициент теплопередачи масляного калорифера  $K = 34,9$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Тепловой поток масляного калорифера определяли по уравнению теплоотдачи

$$Q_m = k F \Delta t_{ср}, \quad (7)$$

где  $\Delta t_{ср}$  – средний температурный напор, °С.

Для расчета среднего температурного напора, использовали формулу, °С,



$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta} \Delta t_{прот}, \quad (8)$$

где  $\varepsilon_{\Delta}$  – поправочный коэффициент на перекрестный ток;  $\Delta t_{прот}$  – среднелогарифмический температурный напор, °С.

Расчет по [7] считался окончательным, когда предварительно принятое значение средней температуры контактной зоны  $t_k$ , °С, БРТ не отличалась более чем на  $\pm 10\%$  от уточненного значения.

Тепловой поток теплового калорифера вычисляли по уравнению теплового баланса, кВт

$$Q_n = G_2 c_p (t_2'' - t_2'), \quad (9)$$

где  $c_p = 1,014$  кДж/(кг · К) – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха.

По уравнению теплопередачи находили расчетную площадь поверхности нагрева стандартного калорифера, м<sup>2</sup>,

$$F_{рас} = Q_n / (k \Delta t_n), \quad (10)$$

где  $\Delta t_n$  – среднелогарифмический температурный напор парового калорифера, °С; значение  $k$  соответствует формуле (1).

Коэффициент запаса площади

$$K_3 = F / F_p \geq 1,02 - 1,08. \quad (11)$$

При выполнении неравенства [11] расчет считался окончательным.

Тепловой поток масляного калорифера  $Q_m = 111,1$  кВт. Анализ данных показывает, что замена водяного пара маслом уменьшает интенсивность теплопередачи в 1,28 раза, а тепловой поток калорифера снижается на 29%. Это означает, что в случае применения масляных калориферов вместо паровых потребность в них возрастает в 1,3 раза. Например, для передачи теплового потока 1430 кВт потребуется 13 масляных калориферов вместо 10 паровых. Однако масляные калориферы имеют ряд неоспоримых преимуществ перед водяными [1] и их целесообразно применять при модернизации и

реконструкции действующих сушильных установок. При новом строительстве установок применение вязких теплоносителей вряд ли целесообразно.

Негативное влияние масла как теплоносителя на тепловой поток можно нейтрализовать применением стандартных калориферов с большим коэффициентом оребрения трубок  $\phi = 12,5$  или проектированием индивидуальных калориферов из БРТ с  $\phi = 15,2$  [2]. Кроме того, возможно управлять величиной теплового потока за счет повышения входной температуры масла в трубы, так как это не представляет технических трудностей, но при этом увеличивается средний температурный напор.

### Литература

1. Кунтыш, В. Б. Методика теплового расчета трубчато-ребристых биметаллических масляных калориферов для высокотемпературных процессов деревообработки / В. Б. Кунтыш, О. В. Петрович // Труды БГТУ. Сер. III, Химия и технология неорг. в-в. – 2006. – Вып. XIV. – С. 152–156.
2. Расчет, проектирование и реконструкция лесосушильных камер / Е. С. Богданов [и др.]; под ред. Е. С. Богданова – М.: Экология, 1993. – 352 с.
3. Стерлин, Д. М. Сушка в производстве фанеры и древесностружечных плит / Д. М. Стерлин. – М.: Лесн. пром-сть, 1977. – 380 с.
4. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
5. Бессонный, А. Н. Методика расчета тепловой и аэродинамической характеристик калориферов из биметаллических труб со спиральными накатными и навитыми алюминиевыми ребрами / А. Н. Бессонный, В. Б. Кунтыш, Т. П. Калейчик // Вестн. Междунар. академии холода. – 2004. – Вып. 3. – С. 16–20.