

ВЛИЯНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО КОНТАКТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ РЕБРИСТЫХ ТРУБ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

In this paper influence of thermal contact resistance of bimetallic ribbed pipes on efficiency of devices of air cooling is investigated. It is received, that availability of contact resistance reduces a thermal stream of the device. For the considered working environments ethylene glycol, water, oil in case of admissible levels of contact resistance up to $0,0025 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ the thermal stream can reduce up to 5% that needs compensation at the expense of additional expenditure of energy for pumping of air approximately on 20%. At essential increase of TCR up to $0,005 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ the thermal stream of the device can decrease to two times, and expenses of energy for its maintenance at a constant level increase up to 60%.

Введение. Биметаллические ребристые трубы (БРТ) широко применяются в аппаратах воздушного охлаждения (АВО), предназначенных для охлаждения жидких и парообразных сред в энергетике, в технологических процессах нефтеперерабатывающей, нефтехимической и других отраслей промышленности [1–5]. Особенность БРТ заключается в наличии зоны контакта между несущей трубой и ребрами. Были проведены исследования одиночных БРТ, в которых рассматривалось влияние термического контактного сопротивления (ТКС) на тепловые характеристики труб [3–4]. Однако не выявлено влияние этого фактора на работу аппарата в целом, связанное с изменением теплового потока и затратами энергии на прокачку воздуха. В данной работе рассматривается влияние ТКС на работу АВО с теплоносителями этиленгликоль, вода и дизельное масло.

Конструктивные особенности БРТ. В АВО в основном применяются три конструктивных типа биметаллических труб (рис. 1):

- с накатными алюминиевыми ребрами (рис. 1, а) и коэффициентом оребрения ϕ до 14,6;
- навитыми KLM-ребрами (рис. 1, б) и ϕ до 22,2;
- навитыми L-ребрами (рис. 1, в) и ϕ до 22,2.

В основании L-образного ребра предусмотрена горизонтальная полка, которая увеличивает поверхность соприкосновения между трубой и ребром и обеспечивает эффективный и длительный процесс теплообмена. Технология создания KLM-оребрения предусматривает закатывание горизонтальной полки сформированного L-ребра в продольные насечки на наружной поверхности несущей трубы, что способствует более плотному прилеганию ребра к несущей трубе.

Для ребер с KLM-оребрением характерно более плотное прилегание ребра к несущей трубе по сравнению с L-ребрами. Технологический процесс обеспечивает достаточно надежный контакт ребра с несущей трубой. Но идеальный контакт в БРТ любого типа не достигается.

Для БРТ характерно возникновение ТКС вследствие появления воздушного зазора в зоне

контактирования ребристой алюминиевой поверхности с несущей трубой. В общем случае ТКС зависит от следующих факторов [6]:

- чистоты обработки контактирующих твердых поверхностей;
- материалов, из которых изготовлены поверхности;
- давления воздействия поверхностей друг на друга;
- вещества, заполняющего межконтактные пустоты;
- температуры в зоне контакта.

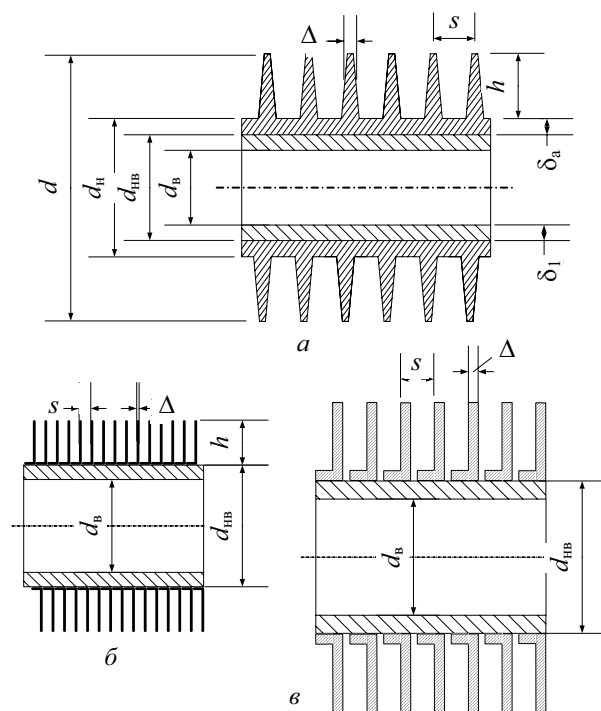


Рис. 1. БРТ, применяемые в АВО:

а – накатные ребра; б – навитые KLM-ребра;
в – L-ребра

Зоны с пустотами чередуются с локальными пятнами механического контакта. Теплоперенос осуществляется через такую поверхность двумя путями (рис. 2): 1) с высокой интенсивностью – теплопроводность в местах соприкосновения твердых поверхностей и 2) низкой –

через наполненные воздухом микропустоты. Из-за этого возникает скачек температуры.

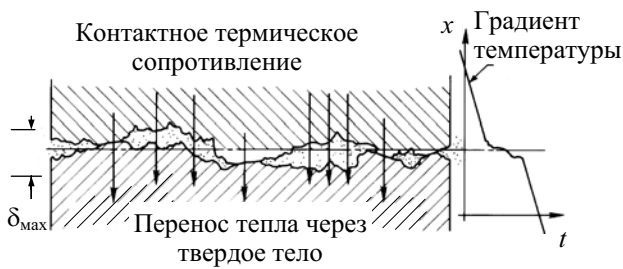


Рис. 2. Структура поверхности и изменение температуры в зоне контакта

Теплогидравлический расчет воздухоохлаждателей. Разработка, изготовление и испытание опытных образцов АВО требуют больших затрат, поэтому предварительные исследования и выбор конструкции целесообразно проводить с помощью математического моделирования.

Тепловой расчет АВО любой конструкции включает уравнения теплопередачи, теплового баланса для охлаждающего воздуха и охлаждаемой среды:

$$Q = kc\bar{t}F, \quad (1)$$

$$Q = G_v c_{pv} (t''_v - t'_v), \quad (2)$$

$$Q = G_o c_{po} (t'_o - t''_o), \quad (3)$$

где Q – тепловой поток, Вт; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); $\Delta\bar{t}$ – среднелогарифмический температурный напор, °С; F – поверхность теплообмена, м²; G – массовый расход, кг/с; c_p – теплоемкость, Дж/(кг·°С); t' и t'' – температура теплоносителей соответственно на входе и выходе, °С. Индексы: в – воздух; о – охлаждаемая среда.

Среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta\bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 - \Delta t_m)}, \quad (4)$$

где Δt_6 и Δt_m – соответственно большая и меньшая разности конечных температур теплообменника, °С.

Коэффициент теплопередачи АВО с БРТ

$$k = (R)^{-1} = \left(\frac{1}{\alpha_0} + \frac{d_{нв}}{2\lambda_b} \ln \frac{d_{нв}}{d_b} + R_k \frac{d_{нв}}{d_b} + \frac{d_h}{2\lambda} \ln \frac{d_h}{d_b} + R_f \frac{d_h}{d_b} + \frac{d_h}{d_b} \frac{1}{\alpha_{пр}} \right)^{-1}, \quad (5)$$

где R – термическое сопротивление теплопередаче, м²·°С/Вт; α_0 – коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя, Вт/(м²·°С); $d_{нв}$ – наружный диаметр несущей трубы, мм; λ_b – теп-

лопроводность внутренней трубы, Вт/(м·°С); d_b – внутренний диаметр трубы, мм; R_k – ТКС, м²·°С/Вт; d_h – наружный диаметр трубы, мм; λ – теплопроводность наружной трубы, несущей ребра, Вт/(м·°С); R_f – термическое сопротивление загрязнения, м²·°С/Вт; $\alpha_{пр}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, отнесенный к полной поверхности теплообмена, Вт/(м²·°С).

Приведенный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{пр} = \alpha(1 - \psi(1 - E))\phi, \quad (6)$$

где α – коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м²·°С); ψ – отношение поверхности ребер ко всей оребренной поверхности; E – тепловая эффективность ребра; ϕ – коэффициент оребрения.

В формуле (6) в общем случае α является конвективным коэффициентом теплоотдачи. Если α относят ко всей оребренной поверхности, то $E = 1$. Если ребра отсутствуют, то $\phi = 1$ и $E = 1$.

Результатом теплового расчета АВО является площадь (размер) поверхности теплообмена или тепловой поток аппарата.

Тепловой расчет дополняется гидравлическим, так как обычно имеются ограничения на потери давления при течении потоков воздуха и охлаждаемой среды, которые определяют затраты энергии на прокачку теплоносителей. Суммарные гидравлические потери складываются из потерь давления на трение и местные сопротивления.

Потери давления со стороны потока теплоносителя в каналах рассчитываются по следующим формулам:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_m, \quad (7)$$

$$\Delta p_{тр} = 0,5 \xi_{тр} \frac{L}{d} \rho w^2, \quad (8)$$

$$\Delta p_m = 0,5 \xi_m \rho w^2, \quad (9)$$

где ξ – коэффициент сопротивления; L – длина канала, м; d – эквивалентный гидравлический диаметр, м; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; w – средняя скорость теплоносителя, м/с. Индексы: тр – потери на трение; м – местные потери.

Для расчета потерь давления со стороны воздуха используют следующую формулу в общем виде:

$$\Delta p_b = 0,5 \xi_b \rho w_y^2 z \psi_p, \quad (10)$$

где w_y – скорость воздуха в узком сечении, м/с; z – число труб по ходу воздуха; ψ_p – коэффициент, учитывающий загрязнение и неравномерность поля скоростей. Для расчета коэффициента сопротивления со стороны воздуха наиболее работоспособными являются зависимости, охватывающие практически весь диапазон чисел Re [7]:

$$\xi_B = 13,5 \text{Re}^{-0,46} \left(\frac{l}{d_r} \right)^{0,49} \quad (11)$$

при $100 \leq \text{Re} \leq 4000$, $l/d_r = 1,2-6,0$;

$$\xi_B = 5,4 \text{Re}^{-0,25} \left(\frac{l}{d_r} \right)^{0,3} \quad (12)$$

при $2200 \leq \text{Re} \leq 180\,000$, $l/d_r = 0,15-6,50$;

$$\xi_B = 0,26 \left(\frac{l}{d_r} \right)^{0,3} \quad (13)$$

при $180\,000 \leq \text{Re} < 10^6$; где l – длина пути обтекания, м; d_r – гидравлический эквивалентный диаметр, м.

Система уравнений (1–13) для теплогидравлического расчета АВО дополняется замыкающими соотношениями для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления [1, 4, 7–9]. Математическая модель реализована в виде компьютерной программы на языке Фортран.

Методом вычислительного эксперимента было проведено сравнение АВО с БРТ для различных рабочих сред – этиленгликоль, дизельное масло, вода – для определения влияния ТКС в диапазоне от 0 до $0,0005 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ на тепловой поток. Расчет проводился при переменных физических свойствах теплоносителей. Теплообменный аппарат включает пучок БРТ, которые располагаются в шахматном порядке. БРТ характеризуются следующими параметрами $d \times d_n \times h \times s \times \Delta = 55 \times 28 \times 13 \times 2,95 \times 0,5$ мм; $\varphi = 14,57$. Здесь d – наружный диаметр ребра, мм; d_n – диаметр по основанию ребра, мм; h , s , Δ – высота, шаг и средняя толщина ребра, мм. Число рядов труб по ходу воздуха принято 6. Схема течения – перекрестно-противоточная.

В качестве основного теплоносителя для исследования был принят этиленгликоль, так как благодаря своим физическим свойствам он может быть использован круглогодично, альтернатива для теплого времени года – вода.

На первом этапе проводился конструкторский расчет при сходимости по длине труб, в результате которого были подобраны поверхности теплообмена с числом ходов по теплоносителю для этиленгликоля и воды – 2, для масла – 4. Температура воздуха на входе задавалась 23°C , исходя из значений средней температуры самого жаркого месяца в Минске. Скорость воздуха – 4 м/с. Температура этиленгликоля и воды на входе – $44,3^\circ\text{C}$, масла – 78°C . Тепловой поток в теплообменном аппарате с теплоносителями этиленгликоль и вода – 110 кВт, масла – 145 кВт.

Второй этап исследования – поверочный расчет на основе выбранных аппаратов, в процессе которого выявлялось влияние ТКС на передаваемый тепловой поток. Исследовался ап-

парат для этиленгликоля и воды и отдельно для масла. Результат представлен на рис. 3.

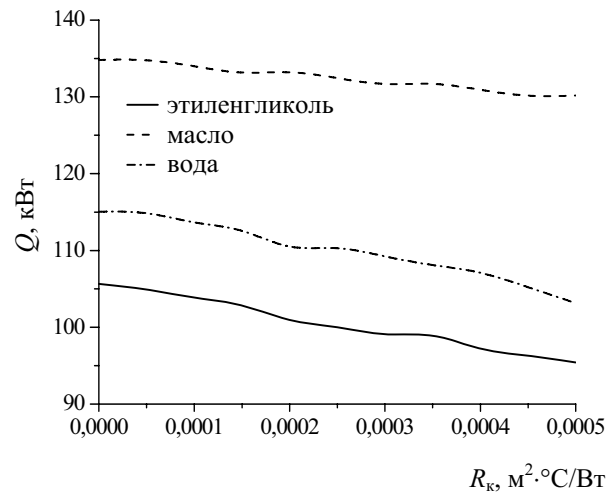


Рис. 3. Зависимость теплового потока от ТКС в зависимости от среды, участвующей в теплообмене

На рисунке видно, что тепловой поток аппарата с теплоносителем вода выше на 8,7% по сравнению с этиленгликолем из-за различия физических свойств теплоносителей. Однако степень влияния ТКС на тепловой поток одинакова, и его изменение соответствует «эквидистантным» линиям. Влияние ТКС на тепловой поток в аппарате масло – воздух меньше, так как здесь определяющим является теплообмен со стороны масла. В количественном выражении это выглядит следующим образом: при изменении ТКС от 0 до $0,0005 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ тепловой поток снижается на 10,3% для воды и 9,7% для этиленгликоля, а для масла на 3,4%.

Обычно в трубах, изготовленных в соответствии с технологическим регламентом, ТКС составляет $0,0002 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$. При увеличении ТКС от 0 до $0,0002 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ (регламентируемое значение) тепловой поток уменьшится на 3,9% (вода), 4,4% (этиленгликоль), 1,2% (масло).

В случае брака БРТ или после длительной эксплуатации ТКС существенно возрастает. Проведен анализ работы аппарата этиленгликоль – воздух при гипотетическом увеличении ТКС на порядок – $0,005 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$. В этом случае тепловой поток уменьшается в 1,86 раза (рис. 4).

По технологическим условиям в составе энергоустановок требуется отвод заданного количества теплоты. Исследовалась работа аппарата с учетом увеличения ТКС из-за заводского брака, увеличения воздушного зазора в зоне контакта в процессе эксплуатации аппарата. Рост ТКС необходимо компенсировать увеличением расхода воздуха.

Результаты вычислительного эксперимента представлены на рис. 5, на котором показано изменение затрат мощности на привод вентилятора

с увеличением скорости воздуха при возрастании ТКС аппарата с учетом сохранения постоянного теплового потока. Компенсация роста ТКС приводит к увеличению мощности на прокачку, и, как следствие, к снижению энергетической эффективности аппарата. Видно, что с увеличением ТКС мощность вентилятора растет на 59%, что существенно влияет на эксплуатационные энергозатраты.

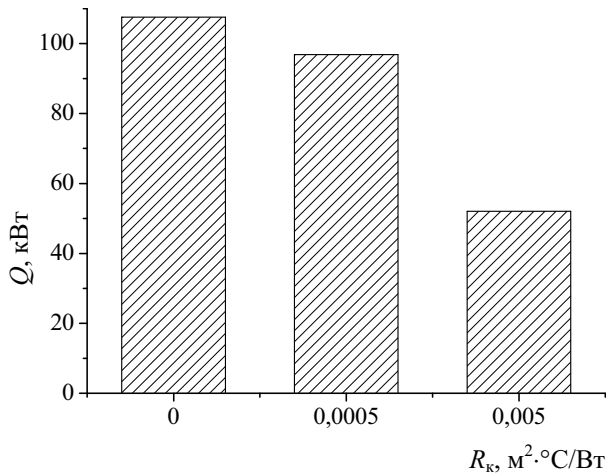


Рис. 4. Изменение теплового потока при изменении ТКС в аппарате с этиленгликолем

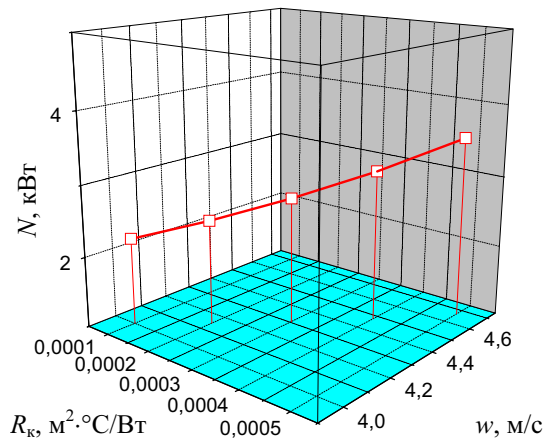


Рис. 5. Изменение мощности вентилятора на прокачку воздуха в зависимости от скорости воздуха и ТКС при $Q = \text{const}$

Выводы. Проведенное исследование показывает, что термическое контактное сопротивление, являющееся неотъемлемым свойством биметаллических ребристых труб, может существенно влиять на теплогидравлические характеристики аппаратов воздушного охлаждения. Для рассмотренных рабочих сред в случае допустимых значений ТКС до $0,0025 \text{ м}^2 \cdot \text{°С/Вт}$ тепловой поток может снижаться до 5%, а затраты энергии на прокачку воздуха возрастают приблизительно на 20% при поддержании постоянного теплового потока аппарата. При существенном возрастании ТКС до $0,005 \text{ м}^2 \cdot \text{°С/Вт}$ тепловой поток аппарата может снижаться до двух раз, а затраты энергии для поддержания его на постоянном уровне возрастают до 60%.

Литература

1. Крюков, Н. П. Аппараты воздушного охлаждения / Н. П. Крюков. – М.: Химия, 1983. – 168 с.
2. Справочник по теплообменникам: в 2 т. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 2. – 352 с.
3. Керн, Д. Развитые поверхности теплообмена / Д. Керн, А. Краус. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.
4. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. В. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
5. Теплообменные аппараты холодильных установок / под ред. Г. Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
6. Lienhard IV, John H. A heat transfer textbook / John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V. – Cambridge&Massachusetts: Phlogiston Press, 2002. – 762 p.
7. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб / В. Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
8. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
9. Справочник по теплообменникам: в 2 т. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с.