

УДК 536.24+697.1

Методика расчета тепловой и аэродинамической характеристик калориферов из биметаллических труб со спиральными накатными и навитыми алюминиевыми ребрами

Канд. техн. наук А.Н.БЕССОННЫЙ

ООО "НИИХиммаш",

д-р техн. наук, профессор В.Б.КУНТЫШ, Т.П.КАЛЕЙЧИК

Белорусский государственный технологический университет

The most general methodic of heat transfer calculation for industrial bimetallic heaters consisting of pipes with spiral aluminium ribs is described. Methodic is based on distinct accounting of thermal resistances to heat transfer from heating warming medium to heated transverse air flow by frequently tested experimental dependences. The heat transfer of pipes and its aerodynamical resistance is suggested to calculate by generalized criterial equations. These equations embrace wide interval of ribs and pipe parameters, arrangemental characteristics of bundle regime of air motion.

В последнее время получили широкое применение стандартизированные поверхностные рекуперативные воздухонагреватели – калориферы из биметаллических ребристых труб (БРТ). Они применяются в установках вентиляции и кондиционирования воздуха, в отопительно-вентиляционных системах зданий, для воздушного отопления производственных помещений, в сушильных установках различных технологических процессов, в системах утилизации тепла удаляемого воздуха промышленных цехов и общественных зданий, в системах предварительного подогрева первичного воздуха энергетических котлов.

Промышленные серийные калориферы конкретного ряда состоят из собранных в шахматные пучки БРТ одного типоразмера с постоянными значениями поперечного S_1 и продольного S_2 шагов размещения труб в решетках при числе поперечных (относительно направления воздуха) рядов $z = 2, 3$ и 4 . Различные значения площади поверхности нагрева калорифера достигаются применением в поперечном ряду труб различной длины l_0 при постоянном их количестве. В отдельных конструктивных исполнениях (калориферы значительной тепловой мощности) площадь поверхности нагрева изменяется путем увеличения числа труб в поперечном ряду при $l_0 = \text{const}$. Следовательно, перемен-

ной является площадь поперечного сечения калорифера f_1 .

БРТ представляет собой несущую круглую трубу из углеродистой, нержавеющей стали, латуни, меди со спиральными накатными алюминиевыми ребрами. Перспективно применение БРТ со спиральными навитыми из алюминиевой ленты ребрами, для которых характерны в $1,5 \dots 2$ раза меньший расход алюминия, в $2,5 \dots 3$ раза более низкие затраты электроэнергии на оребрение трубы [7]. Кроме того, в технологическом процессе оребрения не нужна смазочно-охлаждающая жидкость, загрязняющая окружающую среду.

В применяющихся методиках расчета и подбора стандартизированных калориферов из БРТ коэффициент теплопередачи k [Вт/(м²·К)] принимают либо по табличным данным [9] в зависимости от массовой скорости воздуха $w\rho$ [кг/(м²·с)] (w – скорость воздуха; ρ – его плотность), либо по скорости греющей воды v_1 или рассчитывают по эмпирическим формулам функционального вида [1, 2, 8], которые получены по результатам испытаний головных образцов:

$$k = f(w\rho, v); \quad (1)$$

$$k = f(w\rho, l_0); \quad (2)$$

$$k = f(w\rho, f_1), \quad (3)$$

где l_0 – длина трубы.

Потери давления воздуха на пучке труб калорифера вычисляются по уравнению

$$\Delta p = f(w\rho). \quad (4)$$

Формулы (1) – (4) имеют частный характер: область их применения ограничена конкретными значениями геометрических параметров ребер и трубы, их материалом, конструкцией ребра, формой поперечного сечения трубы, углом атаки воздушного потока компоновочными характеристиками труб в пучке (S_1, S_2, z). Распространение формул на иные типоразмеры БРТ, характеристики пучка и модульные ряды калориферов невозможно.

Значения коэффициентов теплопередачи, вычисляемые по (1) – (3), включают составляющие термического сопротивления в процессе теплопередачи в скрытой форме, поэтому нельзя выявить влияние конкретного способа теплообмена на интенсификацию передачи тепла от греющего теплоносителя к нагреваемому воздуху. Представление теплопередающей характеристики калорифера формулами указанного вида крайне затрудняет научно обоснованный выбор направления исследований по повышению энергетической эффективности и оптимизации конструкторско-компоновочных характеристик пучка труб калорифера и геометрических параметров БРТ.

В настоящее время промышленность производит много различных типоразмеров БРТ. Однако методика расчета коэффициента теплопередачи калорифера, состоящего из труб, параметры которых отличаются от параметров труб серийных биметаллических калориферов, отсутствует. Тем самым априори исключается возможность проектирования и изготовления индивидуальных калориферов, наиболее полно удовлетворяющих требованиям конкретного потребителя. В ряде случаев возникает ситуация, при которой допустимая потеря давления воздуха в калорифере не может быть обеспечена серийным аппаратом из модульного ряда. Тогда необходим калорифер с иными значениями S_1 или z , так как S_2 слабо влияет [7] на аэродинамическое сопротивление пучка.

Цель работы – создание универсальной методики расчета коэффициента теплопередачи и аэродинамических характеристик биметаллических калориферов из шахматных пучков БРТ с накатными и навитыми алюминиевыми ребрами. Методика яв-

ляется наиболее общей, в ней устранены ограничения и недостатки традиционно применяемого способа расчета стандартных калориферов из кругло-ребристых труб.

Сущность методики заключается в том, что коэффициент теплопередачи БРТ K [Вт/(м²·К)], отнесенный к полной наружной площади поверхности оребрения трубы, вычисляется по аналитической формуле

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

где $R_1 = \frac{1}{\alpha_1} \frac{\varphi d_0}{d_1}$ – приведенное термическое сопротивление

при теплоотдаче с внутренней стороны трубы, м²·К/Вт;

$R_2 = \frac{\varphi d_0}{d_1} \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}$ – приведенное термическое сопротивление

стенки несущей трубы, м²·К/Вт;

$R_3 = R_k \frac{\varphi d_0}{d_1}$ – приведенное термическое контак-

тное сопротивление трубы, м²·К/Вт;

R_k – термическое контактное сопротивление, м²·К/Вт;

$R_4 = \frac{\varphi d_0}{d_k} \frac{\delta_a}{\lambda_a}$ – приведенное термическое сопротив-

ление стенки алюминиевой ребристой оболочки, м²·К/Вт;

$R_5 = \frac{1}{\alpha}$ – приведенное термическое сопротивление

при теплоотдаче от оребрения к воздуху, м²·К/Вт;

φ – коэффициент оребрения трубы;

α_1, α – соответственно коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к внутренней поверхности трубы и приведенный коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху, Вт/(м²·К);

d_1, d_k, d_0 – соответственно внутренний диаметр трубы; диаметр контактной зоны, равный наружному диаметру несущей трубы; диаметр трубы по основанию ребер, м;

$\delta_{ст}, \delta_a$ – толщина стенки несущей трубы и алюминиевой оболочки соответственно, м;

$\lambda_{ст}, \lambda_a$ – коэффициент теплопроводности стенки несущей трубы и ребристой оболочки соответственно, Вт/(м·К).

Расчет численных значений R_1, R_2, R_4 не вызывает затруднений. Коэффициент теплоотдачи от греющей воды, движущейся внутри прямых гладких труб кало-

рифера в турбулентной области, надежно рассчитывается по хорошо известному уравнению М.А.Михеева, многократно проверенному практикой:

$$\alpha_1 = 0,021 \frac{\lambda_1}{d_1} \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,4}, \quad (6)$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·К);

$\text{Re}_1 = v_1 d_1 / \nu_1$ – число Рейнольдса;

ν_1 – коэффициент кинематической вязкости воды, м²/с.

Pr_1 – число Прандтля для воды.

Значения λ_1 , ν_1 , Pr_1 принимаются по средней температуре воды в калорифере.

При использовании в калорифере конденсирующегося внутри прямых гладких труб водяного пара широко применяют следующую зависимость [7]:

$$\alpha_1 = (3955 + 116w_n) \sqrt[3]{1,21/l_0}, \quad (7)$$

где w_n – скорость пара при входе в трубу, м/с.

Совершенно очевидно, что аналитическая зависимость (5) имеет гораздо более общий характер, чем (1) – (3), однако достоверный расчет коэффициента теплопередачи возможен лишь при надежном расчете термических сопротивлений R_s и R_k , то есть при наличии обобщенного критериального уравнения для коэффициента теплоотдачи воздуха и значения термического контактного сопротивления R_k в диапазоне температур эксплуатации БРТ – калориферов и материалов контактной зоны.

Анализ литературных данных показал, что для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи воздуха, омывающего шахматные пучки из круглых труб со спиральными накатными и шайбовыми ребрами или спиральными навитыми ребрами из ленты L-образного поперечного сечения, наиболее обоснованно применение критериального уравнения [7], базой для которого явились экспериментальные исследования [4] более 100 пучков из труб с алюминиевыми ребрами различных геометрических и компоновочных параметров, включающих всю размерную гамму БРТ стандартных калориферов [3]:

$$\alpha_k = 0,132 \frac{\lambda}{s} C_z C_\psi \left(\frac{S_1 - d_0}{S_2 - d_0} \right)^m \left(\frac{d_0}{S} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{S} \right)^{-0,14} \text{Re}^{0,73}, \quad (8)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);

h, s – высота и шаг ребра;

$C_z = f(z)$ – поправочный коэффициент на число поперечных рядов в пучке, принимаемый равным для

$z = 2, 3, 4, 5, 6$ и более – 0,91; 0,98; 0,99; 0,995; 1,0; $C_\psi = f(\psi)$ – поправочный коэффициент на угол атаки ψ потоком воздуха пучка БРТ, принимаемый равным для $\psi = 90^\circ, 80^\circ, 70^\circ, 60^\circ$ – 1,0; 1,035; 1,037; 1,167.

$m = 0,53 - 0,019\varphi$ – показатель степени;

$S = \sqrt{(0,5S_1)^2 + S_2^2}$ – диагональный шаг труб;

$\text{Re} = ws/\nu$ – число Рейнольдса для воздуха;

w – скорость воздуха в наименьшем проходном сечении пучка, м/с;

ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с;

Графическая зависимость $C_\psi = f(\psi)$ [6] аппроксимирована выражением

$$C_\psi = -1664,83 + 132,41\psi - 4,36\psi^2 + 0,076\psi^3 - 7,44\psi^4 + 3,86\psi^5. \quad (9)$$

Физические параметры воздуха λ, ν принимают при его средней температуре в пучке калорифера.

Погрешность расчета α_k по (8) не превышает $\pm 15\%$. Уравнение обобщает опытные данные в диапазонах:

$$\text{Re} = 150 \dots 85000; d_0/s = 2,88 \dots 16,1; h/s = 0,4 \dots 6,4; (S_1 - d_0)/(S_2 - d_0) = 0,46 \dots 2,61; \varphi = 5 \dots 22.$$

Связь приведенного коэффициента теплоотдачи α с конвективным коэффициентом теплоотдачи α_k устанавливается выражением (10) [11]

$$\alpha = \alpha_k [(F_p/F)\mu E \psi_p + F_{тр}/F], \quad (10)$$

где $F_p = F_6 + F_{тр}$ – площадь поверхности ребер на 1 м длины трубы;

F_6 – площадь боковой поверхности ребер на 1 м длины трубы;

$F_{тр}$ – площадь поверхности торцов ребер на 1 м длины трубы;

$F_{тр}$ – площадь поверхности трубы длиной 1 м по основанию ребер, не занятая последними;

$F = F_p + F_{тр}$ – полная площадь поверхности оребрения 1 м длины трубы;

μ – коэффициент формы поперечного сечения ребра. Для ребер прямоугольного и близкого к нему сечения $\mu = 1,0$.

$E = f(\beta h, d/d_0)$ – коэффициент эффективности ребра, принимаемый по графикам, приведенным, например, в [7, 11]. Для алюминиевых ребер труб стандартных калориферов $E \cong 0,94 \dots 0,98$.

d – наружный диаметр оребрения, м;

$\beta h = h \sqrt{2\alpha_k / (\lambda_p \Delta)}$ – безразмерный комплекс;

λ_p – коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·К);

Δ – средняя толщина ребра, м;

ψ_p – коэффициент неравномерности распределения коэффициента теплоотдачи по поверхности ребра [11],

$$\psi_p = 1 - 0,058\beta h. \quad (11)$$

Значения R_k для биметаллических стальных труб и алюминиевых накатных ребер в интервале изменения средней температуры зоны контакта $t_k = 50 \dots 230$ °С с погрешностью ± 10 % вычисляются по [7, 4] как

$$R_k = 0,22 \cdot 10^{-3} + 2,5 \cdot 10^{-6} (t_k - 95). \quad (12)$$

Можно принимать (при $t_k < 90$ °С) для труб из углеродистых сталей $R_k = 1,83 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт, для нержавеющей стали – $(3,2 \dots 3,7) \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт, для латуни ЛОМш-70-1 – $0,7 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт.

Для БРТ с навитыми алюминиевыми L-образными ребрами значения R_k приводятся в работе [5]. Такие трубы в настоящее время по различным причинам еще не нашли широкого применения.

Для расчета потерь давления воздуха Δp (Па) на шахматном пучке калорифера рекомендуется [7] применять обобщенное уравнение [11], которое по исследованиям [4] может быть распространено на БРТ со спиральными накатными и навитыми ребрами:

$$\Delta p = 2,7zC_zC_\psi(l/d_3)^{0,3} Re_t^{-0,25} \rho w^2, \quad (13)$$

где $C_z' = f(z)$ – поправочный коэффициент на число поперечных рядов, принимаемый равным для $z = 1, 2, 3, 4, 5$ и более – 1,23; 1,18; 1,08; 1,02; 1,0; для труб с навитыми ребрами $C_z = 1,0$;

$C_\psi = f(\psi)$ – поправочный коэффициент на угол атаки воздухом труб пучка, принимаемый равным для $\psi = 90^\circ, 80^\circ, 70^\circ, 60^\circ$ соответственно 1,0; 1,079; 1,188; 1,60.

Графическая зависимость $C_\psi = f(\psi)$ [6] нами аппроксимирована выражением

$$C_\psi = -143,016 + 11,04\psi - 0,323\psi^2 + 0,0046\psi^3 - 3,178\psi^4 + 8,629\psi^6, \quad (14)$$

$$l/d_3 = 0,15 \dots 12,5; \psi \leq 90 \dots 60^\circ.$$

Линейный определяющий размер, м

$$l = (F_{тр} / F) d_0 + (F_p / F) \sqrt{0,785(d^2 - d_0^2)}. \quad (15)$$

Эквивалентный диаметр наименьшего проходного сечения пучка, если таковым является фронтальное поперечное сечение (как во всех стандартных калориферах), рассчитывают по формуле:

$$d_3 = 2[s(S_1 - d_0) - 2h\Delta]/(2h + s). \quad (16)$$

Если наименьшим проходным сечением является диагональное, то в (16) вместо S_1 подставляется S_2 .

Уравнение действительно в интервале $Re_1 = wl/v = (2 \dots 180) \cdot 10^3$.

Физические свойства воздуха ρ, v принимаются по его средней температуре в пучке.

Погрешность вычисления Δp составляет ± 20 %.

С целью проверки применимости изложенной методики нами выполнены сравнительные расчеты коэффициента теплопередачи и потерь давления воздуха при массовых скоростях воздуха во фронтальном сечении $w\rho = 3$ и 7 кг/(м²·с) для серийных паровых калориферов № 6 и 10 Костромского завода с трехрядным и четырехрядным шахматным пучком. Конструктивные размеры калориферов даны в [3, 8]. Средняя температура водяного пара в пучке принята 50 °С, давление сухого насыщенного воздуха $0,12$ МПа. Пучок труб состоит из БРТ с накатными алюминиевыми ребрами размерами $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 39,0 \times 20,0 \times 9,5 \times 3,4 \times 0,825$ мм; $\phi = 9,5$. Разбивка труб в решетках равносторонняя с шагами $S_1 = S_2' = 41,5$ мм; $S_2 = 36$ мм. Несущая труба с наружным диаметром $d_k = 16$ мм и толщиной стенки $\delta_{ст} = 1,2$ мм выполнена из углеродистой стали. Скорость пара на входе в трубы калориферов $w_n = 4$ м/с. Результаты расчетов сведены в таблицу.

Характеристика	Массовая скорость $w\rho$, кг/(м ² ·с)	№ 6		№ 10	
		Число поперечных рядов в калорифере z			
		3	4	3	4
k , Вт/(м ² ·К)	3,0	49,3/49,9	45,0/50,4	46,8/49,9	43,8/50,4
	7,0	69,5/79,3	67,4/80,1	66,0/79,3	65,5/80,1
Δp , Па	3,0	45,3/68,9	57,7/90,2	45,3/68,9	57,7/90,2
	7,0	213,0/277,7	244,5/363,6	213,0/277,7	244,5/363,6

В таблице значения коэффициента теплопередачи в числителе вычислены по формуле (3) с использованием данных испытаний промышленных головных образцов [2, 9] (далее обозначается k_n), а в знаменателе – по обобщенному уравнению (8) (далее k_p). Значения потерь давления воздуха в числителе получены по зависимости (4) из [2, 8] (далее Δp_n), а в знаменателе – по предлагаемому уравнению (13) (далее Δp_p).

Расхождение результатов расчета по разным формулам вычисляли в % следующим образом:

$$\delta k = [(k_n - k_p)/k_n]100 \quad (17)$$

$$\text{и } \delta p = [(\Delta p_n - \Delta p_p)/\Delta p_n]100. \quad (18)$$

Расчетные значения коэффициента теплопередачи по обобщенной формуле превышают данные традиционной методики, базирующейся на испытаниях промышленных головных образцов, на 1,2...22,3 %. Результат является приемлемым, так как находится в поле накопительной погрешности исходных уравнений в аналитической формуле (5). И хотя ни в одном из справочных изданий по калориферам и результатам их заводских испытаний не указывается погрешность формул (1) – (4), если судить по имеющимся результатам промышленных испытаний головных образцов регенераторов [11] газотурбинных установок, тем не менее погрешность их не ниже ± 15 %. Также хорошо известно, что расчетные уравнения и соотношения, полученные при экспериментальном исследовании моделей образцов теплообменных устройств, и построенные на их базе обобщенные критериальные уравнения являются наиболее достоверными и надежными по сравнению с полученными на базе иных опытных данных. Сказанное не противоречит необходимости проведения испытаний натуральных образцов аппаратов, так как подобные испытания позволяют установить влияние концевых эффектов поверхности теплообмена, неравномерности скорости воздуха перед пучком, турбулентности набегающего потока и других факторов, обусловленных масштабным фактором.

Расчетные потери давления воздуха на пучке превышают полученные по частному уравнению (4) на 48,7 – 52 %. Результат удовлетворительный с учетом того, что и частные, и обобщенные зависимости для потерь давления имеют большую погрешность, чем тепловые характеристики.

Таким образом, наиболее целесообразными для расчета теплоаэродинамических характеристик биметаллических калориферов из БРТ являются аналитическая зависимость (5) и уравнение (13). Вместе с этим остается актуальной задача дальнейшего обобщения опытов по аэродинамическому сопротивлению моделей пучков БРТ и построению критериального уравнения большей точности.

Список литературы

1. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1988.
2. Ефимов А.Л., Косенков В.И., Яковлев И.В. Системы кондиционирования воздуха. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.
3. Каталог выпускаемой продукции. Костромской калориферный завод, 2003.
4. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992.
5. Кунтыш В.Б., Пиур А.Э. Контактный теплообмен в биметаллических трубах со спирально-навитыми алюминиевыми ребрами L-образного поперечного сечения // XIII Школа-семинар молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И.Леонтьева “Физ. основы эксперимент. и мат. моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках”, 20 – 25 мая 2001г., Санкт-Петербург. Т. 2. – М.: Изд-во МЭИ, 2001.
6. Кунтыш В.Б., Федотова Л.М. Влияние угла атаки воздушного потока на теплообмен и сопротивление шахматного пучка оребренных труб // Известия вузов. Энергетика. 1983. № 4.
7. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. Справочник / А.Н.Бессонный, Г.А.Дрейцер, В.Б.Кунтыш и др.; Под общ. ред. В.Б.Кунтыша, А.Н.Бессонного. – СПб.: Недра, 1996.
8. Расчет, проектирование и реконструкция лесосушильных камер / Е.С.Богданов, В.И.Мелехов, В.Б.Кунтыш и др. – М.: Экология, 1993.
9. Рымкевич А.А., Халамейзер М.Б. Управление системами кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1977.
10. Теплообменные аппараты из профильных листов / В.М.Антуфьев, Е.К.Гусев, В.В.Ивахненко и др. – Л.: Энергия, 1972.
11. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечнооребренных труб. – Л.: Машиностроение, 1982.