

**ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ  
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ****Володин В.И.<sup>1</sup>, Кунтыш В.Б.<sup>1</sup>, Петреева Н.Г.<sup>1</sup>, Бессонный А.Н.<sup>2</sup>, Бессонный Е.А.<sup>2</sup>**<sup>1</sup>*Белорусский государственный технологический университет, г. Минск, Беларусь,  
[volvic@mail.ru](mailto:volvic@mail.ru)*<sup>2</sup>*ООО «ЛЕННИИХИММАШ», г. Санкт-Петербург, Россия*

Теплообменные аппараты воздушного охлаждения широко применяются в технологических процессах химической и нефтеперерабатывающей промышленности, в газопоршневых мини-ТЭЦ, холодильной технике, при транспортировке природного газа и в других приложениях. Проблемы их эксплуатации связаны с уменьшением теплового потока и увеличением затрат энергии на прокачку воздуха из-за загрязнений внешней ребристой поверхности теплообмена взвешенными частицами из атмосферы и пылью, образующейся в технологических процессах [1, 2]. Толщина слоя плотных загрязнений на трубках и ребрах доходит до 1 мм, а загрязнения в виде волокнистых пылевидных отложений или пыли, смешанной с маслом и золой, могут заполнять сечение между ребрами полностью. В тоже время имеется мнение, что загрязнение с воздушной стороны можно не учитывать, так как коэффициент теплоотдачи здесь низок и термическое сопротивление теплоотдачи является определяющим [3].

Для определения значений термического и гидравлического сопротивлений отложений теплообменные аппараты необходимо испытывать на загрязняемость, что требует специально оснащенного стенда. Испытания проводят на специфических режимах, добавляя в поток воздуха наиболее вероятные компоненты загрязнений. Для аппаратов воздушного охлаждения и радиаторов транспортных установок в воздух добавляется пыль, песок, мокрая грязь, стебли и листья растений, для охладителей наддувочного воздуха – частицы масла, сажи, пыль [4]. Однако испытание крупногабаритных аппаратов воздушного охлаждения сопряжено со значительными трудностями.

В данной работе для анализа применяется интегральный расчетный метод, позволяющий проводить оценку влияния загрязнения на работу аппаратов из биметаллических ребристых труб с круглыми поперечными ребрами. Ребристые трубы изготавливаются методом холодной прокатки или навивкой алюминиевой ленты. С его помощью определяется площадь поверхности теплообмена при заданном тепловом потоке аппарата или тепловой поток для известной конструкции с учетом затрат энергии на прокачку воздуха. Исходными данными являются входные режимные параметры: температуры, давления и расходы (скорости) потоков теплоносителей и тип поверхности теплообмена с размерами ребристых труб и пучков.

Предполагается, что загрязняющие отложения распределяются равномерно, т.е. толщина отложений принимается одинаковой по всей ребристой поверхности поперечно обтекаемых пучков труб с шахматным расположением. Для изучения распределения загрязнений с целью более точного представления об изменении проходного сечения для воздуха необходимо проводить дополнительные исследования.

Расчет теплообменников с гладкими и оребренными поверхностями проводится на основании решения уравнений теплопередачи и теплового баланса

$$Q = k\Delta tF/C_n, \quad (1)$$

$$Q = G_r [c_{pr} (t_{r1} - t_{r2}) + h_{fg} (1 - x)], \quad (2)$$

$$Q = G_a c_{pa} (t_{a1} - t_{a2}), \quad (3)$$

где  $Q$  – тепловой поток;  $k$  – коэффициент теплопередачи;  $\Delta t$  – температурный напор;  $F$  – площадь поверхности теплообмена со стороны теплоносителя внутри труб;  $C_{и}$  – коэффициент использования;  $G$  – массовый расход;  $c_p$  – удельная массовая теплоемкость при постоянном давлении;  $t$  – температура;  $h_{fg}$  – теплота конденсации;  $x$  – массовое расходное паросодержание. Индексы: г – горячий теплоноситель; а – охлаждающий воздух; 1 – на входе в аппарат; 2 – на выходе из аппарата.

Принятая запись уравнений (1)–(3) позволяет унифицировать расчет аппаратов. Конденсаторы, где потоки претерпевают фазовые превращения, можно рассчитывать по участкам.

В общем случае коэффициент теплопередачи, отнесенный к гладкой внутренней поверхности труб  $F$ , равен

$$k = \left( \frac{F}{\alpha'_a F_a} + \frac{1}{\alpha_r} + \sum R \right)^{-1}, \quad (4)$$

где  $\alpha'_a = \alpha_a [1 - (1 - E)\phi]\psi$  – приведенный коэффициент теплоотдачи;  $F_a$  – площадь гладкой наружной поверхности труб, несущей ребра;  $\alpha_r$  – коэффициент теплоотдачи со стороны теплоносителя внутри труб;  $\alpha_a$  – конвективный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха;  $\sum R$  – сумма термических сопротивлений материала стенки, контактного термического сопротивления биметаллических поверхностей, загрязнений на наружной и внутренней поверхности;  $E$  – тепловая эффективность ребра;  $\phi$  – коэффициент оребрения;  $\psi$  – отношение поверхности ребер ко всей оребренной поверхности.

Для неоребрённых поверхностей теплообмена  $\phi=1$  и тепловая эффективность «ребра»  $E=1$ .

В некоторых случаях необходимо знать температуру стенки  $t_w$ . Например, при теплообмене свободной конвекцией или конденсации. Температуру стенки можно определить из уравнений

$$q = \alpha_r (t_{wr} - t_r) F / F_a, \quad (5)$$

$$q = (t_{wr} - t_{wa}) R^{-1}, \quad (6)$$

$$q = \alpha'_a (t_a - t_{wa}). \quad (7)$$

Система уравнений (5)–(7) может использоваться самостоятельно для приближенного решения задач при граничных условиях третьего рода, когда коэффициенты теплоотдачи являются параметрами [5] или зависят от внешних условий [6].

Влияние загрязнения на тепловые характеристики аппарата учитывались в расчете тепловой эффективности круглых и спиральных ребер

$$E = \frac{th(\beta h_c)}{\beta h_c} \left\{ 1 - 0,372 \left[ 1 - \frac{1}{ch(\beta h_c)} \right] \right\} \ln \frac{d_p}{d_n}, \quad (8)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2}{\lambda_p \delta_p \left( \frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)}}, \quad (9)$$

где  $h_c$  – сумма высоты ребра и половины его толщины;  $d_p$  – наружный диаметр ребра (материал – алюминий);  $d_n$  – наружный диаметр трубы, несущей ребра;  $\delta_p$  – средняя толщина ребра;  $\delta_3$  – толщина загрязнения;  $\lambda_p$  – теплопроводность ребра;  $\lambda_3$  – теплопроводность загрязнения.

При расчете термического сопротивления теплопередачи дополнительно учитывается сопротивление загрязнения:

$$R_f = \frac{d_n}{2\lambda_3} \ln \left( \frac{d_n + 2\delta_3}{d_n} \right), \quad (10)$$

При наличии эксплуатационного загрязнения изменяются характерный размер, коэффициент сужения и эквивалентный гидравлический диаметр, что влияет на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление пучка труб. Коэффициент сужения и гидравлический диаметр будут уменьшаться, что следует из вида их зависимостей:

$$c_f = 1 - \frac{1}{S_1} \left( d_n + 2\delta_3 + \frac{2(h_p - \delta_3)(\delta_p + 2\delta_3)}{t_p} \right), \quad (11)$$

$$d_r = \frac{2S_1 t_p c_f}{t_p + 2(h_p - \delta_3)}, \quad (12)$$

где  $h_p$  – высота ребра;  $t_p$  – шаг оребрения;  $S_1$  – поперечный шаг труб.

Уравнения (1)–(12) дополняются замыкающими соотношениями для расчета коэффициентов теплоотдачи с учетом режима течения. Температурный напор  $\Delta t$  определяется с учетом поправки на схему течения потоков [4, 7]. В качестве замыкающих соотношений для расчета коэффициента теплоотдачи и сопротивления со стороны атмосферного воздуха в оребренных и гладких пучках труб, на разных этапах моделирования использовались нормативные данные [8] и данные работ [9, 10], которые считаются наиболее достоверными. Коэффициенты теплоотдачи для однофазных вынужденных потоков и при конденсации определяются по зависимостям работ [8, 11]. При проектном расчете замкнутая система уравнений решается относительно площади поверхности теплообмена. В поверочных расчетах и эксплуатационных режимах находится тепловой поток, как функция температуры охлаждающего воздуха. Решение проводится итеративным методом.

Одновременно с тепловым расчетом теплообменников определяются потери давления при течении потоков, которые складываются из сопротивления трения, местных и динамических потерь [8, 11, 12] и влияют на мощность, потребляемую вентилятором. После завершения теплогидравлического расчета определяются масса, габариты аппарата и мощность на прокачку рабочих потоков.

На основе разработанной методики расчета проводились численные эксперименты по изучению влияния загрязнения на эксплуатационные характеристики охладителя газопоршневой мини-ТЭЦ. Охлаждаемая среда – вода с температурой на входе в аппарат 50 °С. Охлаждающей средой со стороны оребрения являлся атмосферный воздух при температуре 10 °С. Схема течения теплоносителей – однократный перекрестный ток.

Аппарат включает 400 труб с числом рядов по ходу воздуха – 6. Базовая поверхность теплообмена имеет следующие геометрические характеристики:  $d_p \times d_b \times h_p \times t_p \times \delta_p = 56,0 \times 23,0 \times 15,0 \times 2,3 \times 0,3$  мм; коэффициент оребрения чистой поверхности  $\phi_0 = 21,7$ . Здесь  $d_b$  – внутренний диаметр трубы (сталь). Компоновка пучка труб шахматная с поперечным шагом 58,0 мм и продольным – 50,2 мм. Предполагается, что загрязнения по своим свойствам близки к теплоизоляционным материалам. В данном исследовании теплопроводность отложений принимается равной 0,05–0,20 Вт/(м·°С).

Проводились численные эксперименты по изучению влияния толщины загрязнения на изменение относительного теплового потока при различных эксплуатационных режимах течения теплоносителя внутри труб – турбулентный, переходный, ламинарный – и постоянном расходе воздуха. Из рис. 1, где  $Q/Q_0$  отношение тепловых потоков загрязненной и чистой поверхностей, видно, что при турбулентном режиме течения ( $Re = 18769$ ) теплоносителя внутри труб влияние загрязнения сильнее, чем при ламинарном ( $Re = 1968$ ): при максимальной толщине относительной величины загрязнения 0,25 тепловой поток при турбулентном режиме уменьшается на 46 %, при переходном – на 27 %, при ламинарном – на 16%. Это обусловлено существенным влиянием больших значений коэффициентов теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя, которые свойственны турбулентному течению потока, на теплопередачу при ухудшении теплоотдачи со стороны воздуха.

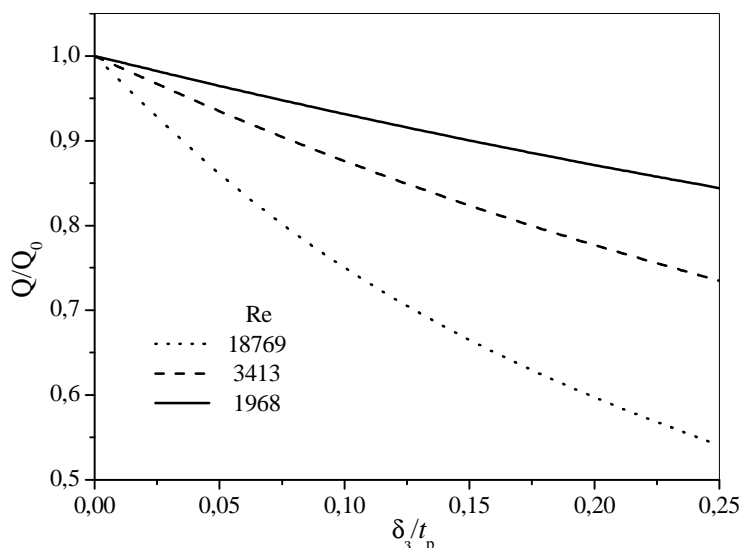


Рис. 1. Влияние толщины загрязнения на передаваемый тепловой поток в зависимости от режима течения внутри труб

На рис. 2 показана зависимость изменения передаваемого теплового потока от толщины загрязнения при различных шагах оребрения – 2,3 мм, 3,3 мм, 6,3 мм. Трубы с большими шагами оребрения применяются при свободноконвективном теплообмене. Другие конструктивные параметры биметаллической ребристой трубы соответствовали базовой поверхности теплообмена. Режим течения горячего теплоносителя внутри труб для всех случаев поддерживался постоянным с числом  $Re \cong 18900$ , что соответствует турбулентному режиму течения. Очевидно, что с увеличением шага оребрения при постоянной толщине загрязнения проходное сечение для воздуха будет также возрастать. Скорость воздуха в узком сечении падает, что приводит к снижению теплового потока. Однако при этом относительное изменение теплового потока практически остается постоянным. Например, для  $Q/Q_0 = 0,7$ , толщина загрязнения независимо от шага оребрения равна  $\approx 0,3$  мм.

Был проведен также сравнительный анализ пучков труб с отличающимися геометрическими характеристиками, в частности диаметрами труб, несущими ребра.

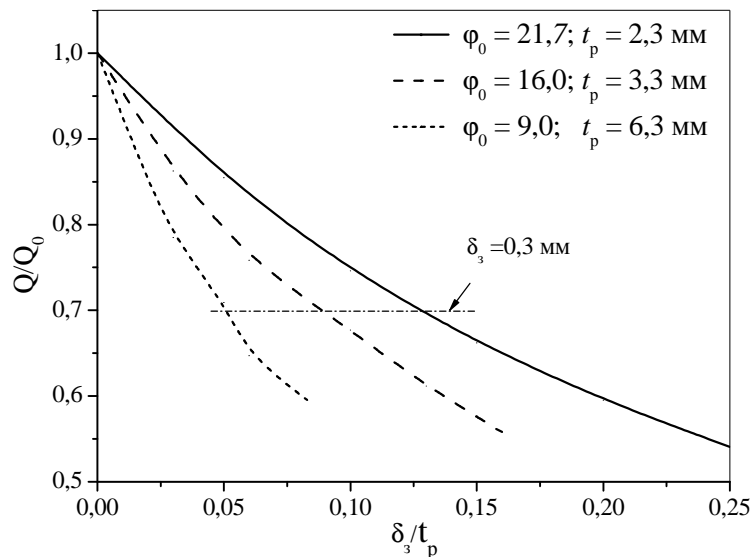


Рис. 2. Влияние толщины загрязнения на передаваемый тепловой поток в зависимости от шага оребрения труб

Рассматривались базовая ребристая поверхность с  $\phi_0 = 21,7$  и поверхность с  $\phi_0 = 10,0$ , применяемая в воздушных охладителях газопоршневых энергоустановок:  $d_p \times d_b \times h_p \times t_p \times \delta_p = 31,0 \times 10,0 \times 8,5 \times 3,0 \times 0,7$ . Для передачи одинакового теплового потока количество труб во втором аппарате было увеличено с 400 до 960 (6 рядов по 160 труб в каждом). Здесь, в отличие от предыдущего случая, шаги оребрения, которые являются определяющим фактором, отличаются мало. Разница в передаваемом тепловом потоке невысока: при максимальной толщине загрязнения 0,0005 м – 2%, причем для трубы с большим коэффициентом оребрения влияние загрязнения немного выше, что согласуется с результатами, показанными выше (рис. 2). Таким образом, конфигурация ребристых труб мало влияет на изменение теплового потока при постоянной толщине загрязнения, так как его термическое сопротивление является определяющим.

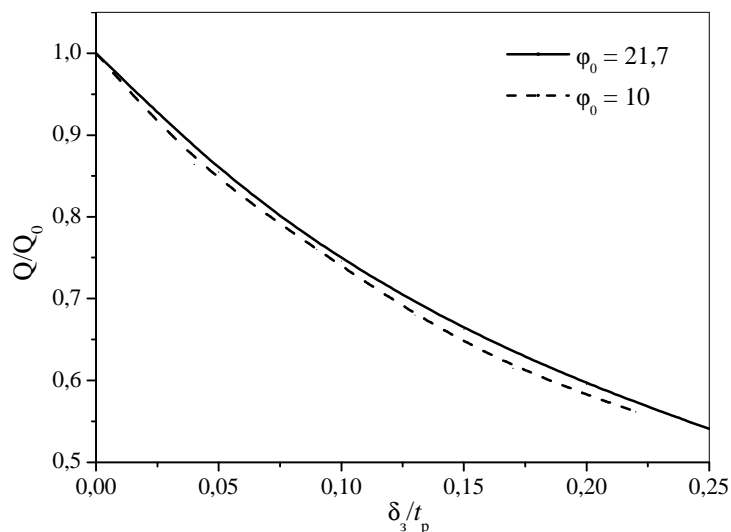


Рис. 3. Влияние относительной толщины загрязнения на передаваемый тепловой поток в зависимости от геометрических характеристик труб

Для сохранения теплового потока аппарата образование эксплуатационных загрязнений, а соответственно и рост термического сопротивления теплопередаче, можно компенсировать увеличением расхода воздуха. С увеличением толщины загрязнения

коэффициент сужения и эквивалентный гидравлический диаметр уменьшаются, а скорость воздуха в наиболее узком сечении растет.

Результаты вычислительного эксперимента для ребристой базовой поверхности даны на рис. 4, на котором показано изменение относительной скорости набегающего воздуха ( $w_n/w_{0n}$ ) и в сжатом сечении ( $w_c/w_{0c}$ ), и мощности на привод вентилятора с увеличением толщины слоя отложений при постоянном тепловом потоке аппарата. В аппарате без отложений ( $\delta_3/t_p = 0$ ) для обеспечения заданного теплового потока необходима мощность вентилятора составила 20,8 кВт. При возникновении отложений размером  $\delta_3/t_p = 0,15$  для поддержания заданного теплового потока набегающая скорость воздуха выросла в 3 раза, а в узком сечении из-за дополнительного загромождения в 5 раз, чему соответствует мощность вентилятора 1290 кВт. Таким образом, для поддержания номинальной тепловой мощности необходимо увеличивать скорость набегающего воздуха, что приводит к значительному увеличению мощности на прокачку, и как следствие, к снижению энергетической эффективности аппарата.

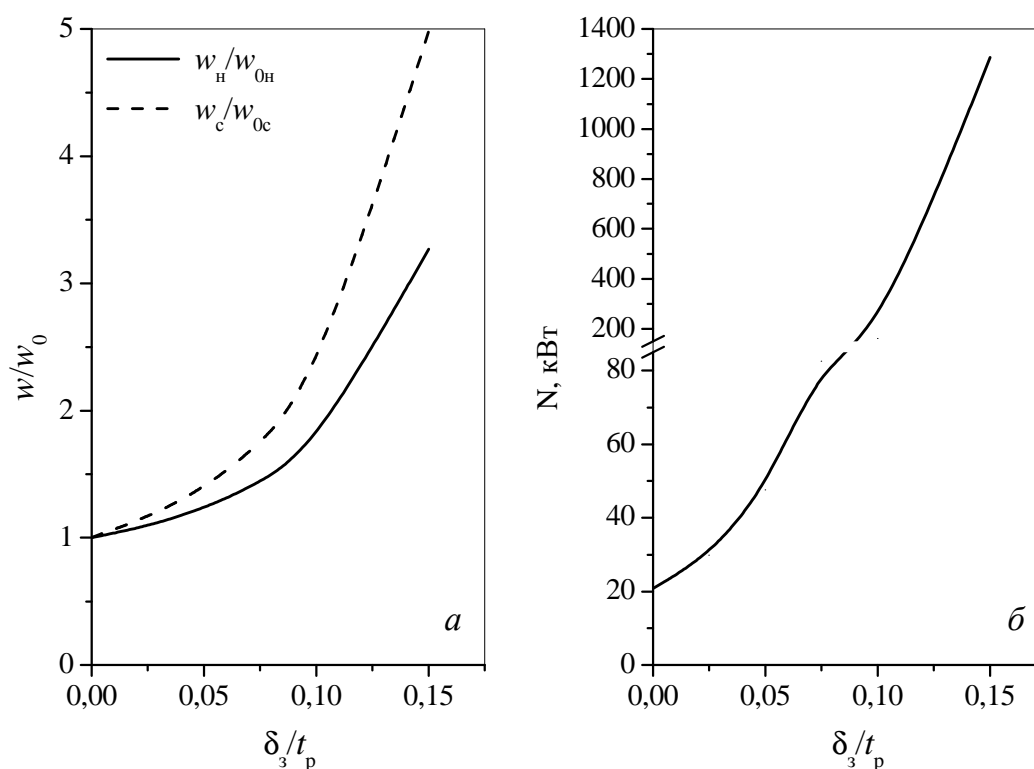


Рис. 4. Изменение относительной скорости воздуха (а) и мощности вентилятора (б) в зависимости от толщины загрязнения

На основании проведенного исследования видно, что загрязнение поверхности теплообмена аппарата со стороны воздуха необходимо учитывать, так как оно приводит к существенному уменьшению теплового потока, приблизительно до 2-х раз, при постоянном расходе воздуха или увеличению мощности, потребляемой вентилятором, более чем на порядок при постоянном тепловом потоке. Стабильность теплогидравлических характеристик в процессе эксплуатации аппарата должна достигаться периодической очисткой.

## Литература

1. Крюков Н.П. Аппараты воздушного охлаждения. М.: Химия, 1983. 168 с.
2. Справочник по теплообменникам. М.: Энергоатомиздат, 1987. Т.2. 352 с.

3. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977. 464 с.
4. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М.. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 367 с.
5. Володин В.И., Михалевич А.А. Об оптимальных параметрах оребрения теплообменников воздушного охлаждения при граничных условиях третьего рода // Известия АН БССР, сер.ФЭН. 1976. №2. С.106–111.
6. Володин В.И., Михалевич А.А., Нестеренко В.Б. Оптимальные параметры трубы с поперечными ребрами при совместном охлаждении свободной конвекцией и излучением // Известия АН БССР, сер.ФЭН. 1983. №2. С.85–92.
7. Ротцель, Николь. Средний температурный напор при расчете теплообменников. Обобщенная аппроксимация точного уравнения // Теплопередача. 1975. №1. С.1–6.
8. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Методические указания: РД 24.035.05-89. Л.: НПО ЦКТИ, 1991. 211 с.
9. Кунтыш В.Б., Кузнецов Н.М. Тепловой и аэродинамический расчет оребренных теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.
10. 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. 512с.
11. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990. 360 с.
12. Кутателадзе С.С. Тепломассоперенос и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.