

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СВОБОДНОКОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА РЕБРИСТЫХ ТРУБ ВОЗДУХООХЛАЖДАЕМЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Г.С. Сидорик

galiana.sidorik@gmail.com

Белорусский государственный технологический университет, Минск, Республика Беларусь

Аннотация

Разработана экспериментальная установка для исследования свободной конвекции на ребренной калориметрической трубе. Опытным путем получена зависимость тепловых торцевых потерь в калориметрической трубе от температуры втулок. Проведено сравнение с данными Михеева для свободной конвекции на гладкой калориметрической трубе. Погрешность экспериментальных данных составила менее 3 %. Разработана методика и проведены экспериментальные исследования калориметрической ребренной трубы с геометрическими параметрами $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 56 \times 26 \times 15 \times 2,5 \times 0,5 \times 330$. Для свободноконвективного теплообмена получены экспериментальные зависимости чисел Нуссельта от чисел Рэлея для труб с различной степенью черноты, которые согласуются и между собой и с известными закономерностями

Ключевые слова

Аппарат воздушного охлаждения, свободная конвекция, конвективный поток, коэффициент теплоотдачи, приведенная степень черноты, калориметрическая труба, число Нуссельта, число Рэлея

Поступила в редакцию 11.09.2016

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016

В современном машиностроении широко применяют холод [1], производство которого осуществляется с помощью холодильных установок. Неотъемлемой частью таких установок являются аппараты воздушного охлаждения (АВО) для конденсации рабочего агента. АВО с естественной тягой в энергосберегающем режиме без потребления электроэнергии приводом вентилятора через теплообменные секции используют только в холодное время года при температуре воздуха ниже -15 °С. Однако при оснащении АВО дополнительными устройствами, усиливающими тягу, можно сохранить теплопроизводительность аппарата при более высоких температурах.

В последние несколько лет ведутся широкомасштабные исследования вынужденной конвекции в теплообменных пучках АВО, а также экспериментальные и теоретические исследования физических процессов конвективной теплоотдачи и гидродинамики потока воздуха в развитых трубчатых поверхностях теплообмена, разработаны основы расчета и проектирования АВО [2, 3]. Тепло-

обмен в условиях естественной циркуляции воздуха рассмотрен в [4, 5], однако проблема исследования свободной конвекции остается актуальной. Для решения этой проблемы был разработан экспериментальный стенд.

Экспериментальный стенд, или экспериментальная установка, (рис. 1) состоит из камеры 1 размером $0,8 \times 0,8 \times 1$ м, в которой размещена калориметрическая труба 2. Атмосферный воздух вокруг калориметрической трубы нагревается, а затем вследствие разности плотностей горячего и холодного воздуха поднимается вверх. Температуру на поверхности калориметрической трубы фиксирует хромель-алюмелевая термопара 7 ($d = 0,2$ мм), подключенная через переключатель к вольтметру 4 (модель В7-40/5). Температуру воздуха t_0 внутри камеры измеряли ртутным лабораторным термометром 5 (погрешность измерения $0,1$ °С). Общий для всех термопар холодный спай помещался в сосуд Дьюара 6 с тающим льдом. В качестве калориметрической трубы применяли ребристую (или гладкую) трубу длиной теплоотдающей части 300 мм, внутрь которой соосно вставили трубчатый электронагреватель (ТЭН) со следующими параметрами: диаметр 12,5 мм, материал оболочки — углеродистая сталь, спираль — проволока с высоким сопротивлением, наполнитель — электро-технический периклаз марки ППЭ, мощностью 320 Вт. Между стенкой и ТЭН засыпали кварцевый песок дисперсного состава 0,16–0,32 мм. ТЭН подключили к регулируемому масляному трансформатору 8 (модель АОМН-40-220-75). Мощность, подводимую к трубе, измеряли ваттметром 3 (модель К505). Торцевые участки калориметрической трубы для уменьшения тепловых потерь защищены фторопластовыми втулками (наружный диаметр 45 мм, длина 35 мм). На обеих втулках заложено по одной 6-спайной дифференциальной термобатарее.

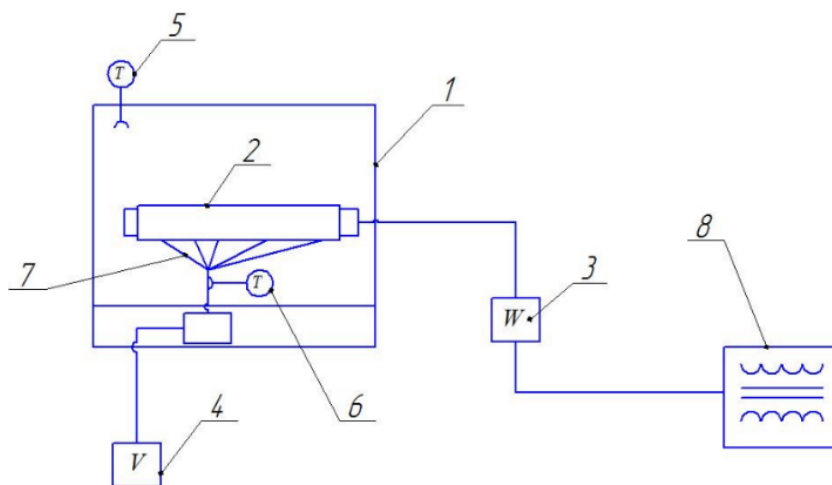


Рис. 1. Схема экспериментального стенда для исследования смешанной конвекции:

1 — камера; 2 — калориметрическая труба; 3 — ваттметр; 4 — вольтметр; 5 — термометр;
6 — сосуд Дьюара с тающим льдом; 7 — хромель-алюмелевая термопара; 8 — регулируемый масляный трансформатор

При исследовании конвективных потоков возникает проблема качественного учета торцевых потерь ребристых калориметрических труб, для решения которой использовали гладкую стальную калориметрическую трубу 25×4 мм. Величину торцевых потерь теплоты $Q_{\text{пот}}$ определяли для различных тепловых режимов по результатам предварительных опытов. Снаружи трубу обматывали изоляционным материалом (асбестовой тканью). Для контроля температуры на поверхности изоляции в средней части длины трубы закрепляли четыре термопары по периметру окружности через каждые 90°.

В опытах по определению тепловых потерь для установившегося теплового режима измеряли: подводимую электрическую мощность W , температуру поверхности изоляции $t_{\text{из}}$, температуру наружного воздуха t_0 , электродвижущую силу (ЭДС) дифференциальных термопар E_1 и E_2 . С увеличением мощности W толщину изоляции наращивали с 30 до 65 мм, чтобы достичь разности температур ($t_{\text{из}} - t_0$) в стационарном тепловом состоянии не превышающей 3–4 °С. Поскольку этот температурный перепад незначителен, считали, что вся подводимая мощность W рассеивается через торцы трубы. Результаты эксперимента представлены на рис. 2.

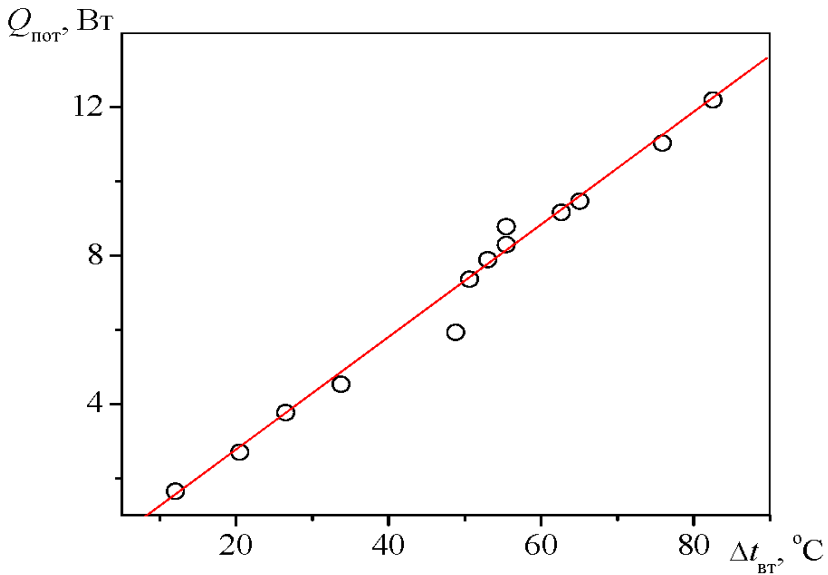


Рис. 2. Зависимость потерь на втулках от разности температур

В дальнейшем торцевые тепловые потери ребренной трубы определяли по аппроксимирующей линейной зависимости

$$Q_{\text{пот}} = -0,25764 + 0,15165\Delta t_{\text{вт}}, \tag{1}$$

где $\Delta t_{\text{вт}}$ — потери на втулках, °С.

Для уточнения полученных данных (1) провели эксперимент, в рамках которого исследовали закопченную гладкую цилиндрическую трубу 25×4 мм и длиной теплоотдающей части 300 мм со степенью черноты 0,95. Вдоль трубы по периметру окружности под углом 36° установили пять термопар, затем замерыли подводимую электрическую мощность W , температуру поверхности втулок $t_{вт}$, температуру наружного воздуха t_0 , среднюю ЭДС дифференциальных термопар E_{cp} . По результатам измерений построена экспериментальная зависимость (рис. 3, а) чисел Нуссельта Nu от чисел Рэлея Ra и проведено сравнение с данными Михеева. Из графика следует, что экспериментальные точки качественно ложатся на кривую Михеева

$$Nu = 0,5Ra^{0,25} \quad (2)$$

Погрешность измерений эксперимента не превысила 3 %, что свидетельствует о том, что учет концевых потерь проведен достоверно. Чтобы перейти к изучению смешанной конвекции на разработанном стенде, провели эксперимент по исследованию предварительно очищенной 14 %-ным раствором гидроксида натрия $NaOH$ калориметрической оребренной трубы с приведенной степенью черноты $\varepsilon_{пр} = 0,66$ [6]. Для измерения средней температуры стенки $t_{ст}$ у основания ребер заложили пять хромель-алюмелевых термопар ($d = 0,2$ мм) вдоль образующей трубы, сдвинутых относительно друг друга на 30° на половине трубы окружности, считая, что вторая половина имеет симметричное поле температур.

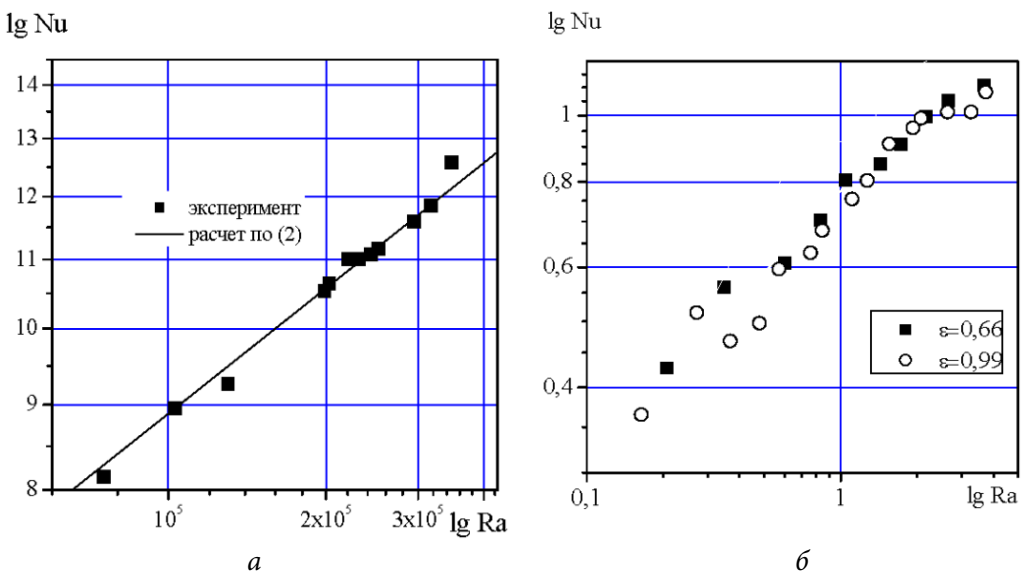


Рис. 3. Экспериментальная зависимость чисел Нуссельта от чисел Рэлея для гладкой (а) и оребренной (б) калориметрической трубы

При нагреве калориметрической трубы часть теплоты отводится излучением, поэтому необходим учет лучистой составляющей. Результирующий тепловой поток излучения $Q_{\text{л}}$ между калориметрической трубой и камерой, образующими замкнутую систему, определяли по формуле

$$Q_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{пр}} \Phi_{12} c_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (3)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты системы тел; Φ_{12} — средний угловой коэффициент излучения трубы к окружающей среде; $c_0 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела; F_1 — площадь поверхности ребренной трубы, м^2 ; T_1 и T_2 — абсолютные температуры ребренной трубы и воздуха в камере, К , соответственно.

Тепловой поток, отведенный конвекцией от трубы к окружающему воздуху, рассчитывали из уравнения

$$Q_{\text{э}} = W - Q_{\text{т}} - Q_{\text{л}}, \quad (4)$$

где W — электрическая мощность, подводимая к калориметру, Вт ; $Q_{\text{т}}$ — тепловые потери через торцы труб и токопроводы, Вт ; $Q_{\text{э}}$ — тепловой поток, отведенный излучением от трубы к воздуху, Вт .

Средний конвективный коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{F(t_{\text{ст}} - t_0)}, \quad (5)$$

где $F = \pi d_0 \phi l$ — площадь теплоотдающей ребренной поверхности трубы, м^2 ; $t_{\text{ст}}$ — средняя температура поверхности стенки у основания ребер трубы (среднеарифметическая температура по показаниям термопар), $^{\circ}\text{С}$.

По завершении серии опытов трубу зачернили копотью трансформаторного масла, чтобы сохранить постоянное значение приведенной черноты $\varepsilon_{\text{пр}} = 0,99$ [6]. После чего снова провели исследования теплоотдачи по изложенной выше методике. Результаты опытов приведены на рис. 3, б. Как видно, зависимости чисел Нуссельта от чисел Рэлея для калориметрических труб с различными степенями черноты согласуются, а значит разработанная методика эксперимента достоверна.

Выводы. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили, что разработанная установка позволяет проводить исследования свободноконвективного теплообмена ребристых труб воздухоохлаждаемых теплообменников и получать достоверные результаты.

Литература

1. Чумак И.Г., Чепурненко В.П. Холодильные установки. Москва, Агропромиздат. 1991. 495 с.
2. Бессонный А.Н., Кунтыш В.Б. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Недра. 1996. 512 с.
3. Кунтыш В.Б., Бессонный А.Н. Примеры расчетов нестандартизированных эффективных теплообменников. СПб.: Недра. 2000. 300 с.
4. Короленко Ю.А. Теплоотдача от горизонтального пучка труб к воздуху в условиях свободной конвекции // Известия ТПУ. Инжиниринг георесурсов. 1962. Т. 110. С. 26–33.
5. Мильман О.О. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции воздуха в модели воздушного конденсатора с вытяжной шахтой. Теплоэнергетика. 2005. № 5. С. 16–19.
6. Самородов А.В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками. Автореф. канд. дис...канд. техн. наук. Архангельск, 1999. С. 3–22.

Сидорик Галина Сергеевна — инженер кафедры «Энергосбережение, гидравлика и теплотехника», магистр техн. наук, Белорусский государственный технологический университет, Минск, Республика Беларусь.

EXPERIMENTAL SETUP FOR INVESTIGATION OF FREE-CONVECTION HEAT EXCHANGE ON FINNED TUBES OF AIR-COOLING HEAT EXCHANGER

G.S. Sidorik

galiana.sidorik@gmail.com

Belarusian State Technological University, Minsk, the Republic of Belarus

Abstract

The purpose of this work was to develop an experimental setup for investigation of free convection on the finned calorimeter tube. Empirically we obtained the dependence of the end heat loss in the calorimeter tube on the temperature bushings. We made a comparison with Mikheyev data for free convection on a smooth calorimeter tube and found that the error of the experimental data was less than 3%. We developed a technique and carried out experimental studies of the calorimeter finned tube with geometric parameters $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 56 \times 26 \times 15 \times 2,5 \times 0,5 \times 330$. For convective heat transfer we obtained experimental dependences of Nusselt numbers on Rayleigh numbers for the tubes with varying degrees of blackness, which are consistent with each other and with the known laws

Keywords

Air cooling apparatus, free convection, convective flow, heat transfer coefficient, reduced degree of blackness, calorimeter tube, Nusselt number, Rayleigh number

© Bauman Moscow State Technical University, 2016

References

- [1] Chumak I.G., Chepurnenko V.P. Kholodil'nye ustanovki [Cooling plants]. Moscow, Agropromizdat Publ., 1991. 495 p. (in Russ.).
- [2] Bessonnyy A.N., Kuntyshev V.B. Osnovy rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya [Calculation and engineering basis of air cooled exchanger]. Sankt-Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p. (in Russ.).
- [3] Kuntyshev V.B., Bessonnyy A.N. Primery raschetov nestandardizirovannykh effektivnykh teploobmennikov [Calculation examples for nonstandardized effective heat exchangers]. Sankt-Petersburg, Nedra Publ., 2000. 300 p. (in Russ.).
- [4] Korolenko Yu.A. Heat output from lateral pipe bundle to the air in case of natural convection. Izvestiya TPU. Inzhiniring georesurov [Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering], 1962, vol. 110, pp. 26–33. (in Russ.).
- [5] Mil'man O.O. Experimental investigation of heat transfer during the natural circulation of air in a model of an air condenser with an exhaust shaft. Teploenergetika, 2005, no. 5, pp. 16–19. (Eng. version of journal: Thermal Engineering, 2005, vol. 52, no. 5, pp. 369–373.)
- [6] Samorodov A.V. Sovershenstvovanie metodiki teplovogo rascheta i proektirovaniya apparatov vozdušnogo okhlazhdeniya s shakhtmatnymi orebrennymi puchkami. Avtoref. kand. dis. kand. tekhn. nauk [Improving method of thermal calculation and air-cooling engineering of unit with shaft ribed beams. Kand. tech. sci. diss. thesis]. Arhangel'sk, 1999, pp. 3–22 (in Russ.).

Sidorik G.S. — engineer of the Department of Energy saving, hydraulics and heat engineering, Mast. Sci. (Eng.), Belarusian State Technological University, Minsk, the Republic of Belarus.