

УДК 536.25

*А. Б. Сухоцкий, Г. С. Маршалова***ОСОБЕННОСТИ ГРАВИТАЦИОННОГО ТЕЧЕНИЯ НАГРЕТОГО ВОЗДУХА
В ВЫТЯЖНОЙ ШАХТЕ НАД МНОГОРЯДНЫМ ОРЕБРЕННЫМ ПУЧКОМ**

Проанализированы исследования по внедрению в зданиях и сооружениях систем воздушного отопления, а также применимость смешанной конвекции в калориферах рециркуляционных воздухонагревателей. Изучен теплообмен двух- и четырехрядного шахматных пучков воздухонагревателя, состоящих из биметаллических ребристых труб, при смешанной конвекции. Представлены экспериментальные исследования характеристик гравитационного потока нагретого воздуха в вытяжной шахте над теплообменным пучком в режиме смешанной конвекции. Установлено увеличение теплоотдачи в режиме смешанной конвекции в 1.5–3 раза по сравнению с теплоотдачей в условиях свободной конвекции воздуха. Описана динамика движения гейзерного течения нагретого воздуха в вытяжной шахте над теплообменным пучком под действием гравитационных сил. Установлено снижение теплоотдачи шахматного двух- и четырехрядного пучков из-за наличия гейзерных течений воздуха на 20–50%. Предложен способ снижения негативного влияния гейзерных течений воздуха на теплоотдачу пучка.

Ключевые слова: *воздушное отопление, гравитационное перемещение воздуха, биметаллическая ребристая труба, вытяжная шахта, смешанная конвекция, коэффициент теплоотдачи, число Нуссельта, число Грасгофа, гейзерное течение воздуха.*

Теплообменные пучки, состоящие из оребранных биметаллических труб, применяются в воздухоохлаждаемых теплообменниках для технологических систем охлаждения жидкостей и конденсации паров, а также в электрических и водяных калориферах для нагрева вентиляционного воздуха в системах воздушного отопления и при утилизации тепла низко- и среднетемпературных вторичных энергетических ресурсов.

В настоящее время перспективным энергосберегающим направлением является внедрение в зданиях и сооружениях систем воздушного отопления, которые позволяют обеспечить при помощи одного устройства и отопление, и вентиляцию, что в ряде случаев по сравнению с системами водяного отопления приводит к снижению строительных затрат. Такие устройства обеспечивают высокие санитарно-гигиенические условия воздушной среды помещения, меньшую металлоемкость и инерционность системы, более равномерное распределение температур в крупногабаритных помещениях [1]. Недостатками систем воздушного отопления, ограничивающих их распространение, прежде всего являются большие расходы воздуха и значительные дополнительные затраты на электроэнергию для привода вентилятора.

В конце 19-го века в установках воздушного отопления и вентиляции из-за дороговизны устройств механического побуждения движения воздуха применялось почти исключительно гравитационное перемещение воздуха [2]. Ввиду сравнительно малых коэффициентов теплопередачи в условиях свободной конвекции воздуха поверхность нагрева и габариты калориферов были значительными, но сопротивление их было ничтожно мало. С развитием технического прогресса создание в калориферах устойчивого вынужденного движения воздуха под действием электровентиляторов позволило значительно увеличить коэффициент теплопередачи и тем самым снизить габариты калориферов.

Для снижения энергозатрат при работе калориферов целесообразно максимально использовать гравитационный потенциал нагретого воздуха путем установки над теплообменным пучком калорифера вытяжной шахты, как, например, в рециркуляционных воздухонагревателях, применяемых в местных системах воздушного отопления [3]. Рециркуляционные воздухонагреватели по тепловой мощности

Белорусский государственный технологический университет. 220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а; э-почта: alk2905@mail.ru, galiana.sidorik@gmail.com. Поступила 04.06.2018.

(от 5 до 25 кВт) занимают промежуточное место между отопительными приборами систем водяного отопления и отопительными агрегатами систем воздушного отопления со свободной конвекцией воздуха. Они состоят из встроеного в стену или приставного канала (вытяжной шахты) с расположенным у основания калорифером, выполненного, как правило, из ребристых труб с шахматной или коридорной компоновкой. Применяют их для отопления отдельных помещений, не имеющих постоянных рабочих мест у наружных ограждений, в первую очередь для отопления лестничных клеток многоэтажных зданий. Рециркуляционный воздухонагреватель, помещенный вблизи наружной входной двери на лестничной клетке, обеспечивает более равномерную температуру воздуха, чем водяные радиаторы, расположенные на нескольких лестничных площадках. Рециркуляционные воздухонагреватели применяют также для отопления помещений, имеющих значительную площадь при ограниченной высоте и сообщающихся с наружным воздухом (вестибюлях, холлах, торговых залах, складах) или окруженных по периметру постоянно отапливаемой частью зданий и охлаждающихся в основном через покрытия (театральные и концертные залы, цеха). Они поддерживают равномерную температуру, вовлекая в циркуляцию и нагревая как внутренний, так и холодный наружный воздух, поступающий в помещение. Достоинствами рециркуляционных воздухонагревателей являются простота устройства и эксплуатации, надежность, пониженный расход металла, количественное саморегулирование, возможность прокачки через калорифер высокотемпературной воды [3].

Известно значительное число экспериментальных исследований теплоотдачи [4–17] в условиях свободной конвекции воздуха в неограниченном пространстве. Однако в калориферах рециркуляционных воздухонагревателей организуется режим смешанной конвекции. Такой режим теплоотдачи возникает, когда свободное движение воздуха усиливается за счет дополнительных подъемных сил, создаваемых вытяжной шахтой. При этом вклад в теплоотдачу свободной и вынужденной конвекции сопоставим. Исследования теплоотдачи смешанной конвекцией при малых числах Рейнольдса ($Re < 1000$) в оребренных пучках практически отсутствуют. Известна работа [18], в которой проведено исследование и получены экспериментальные зависимости теплоотдачи оребренных однорядных пучков в диапазонах чисел Грасгофа $(11–550) \cdot 10^3$ и Рейнольдса 480–2500. В работе [19] представлены трехмерная математическая модель и результаты численного анализа процессов при свободной конвекции воздуха в оребренном трубном пучке теплообменника с вытяжной шахтой.

Цель данной работы — экспериментальное исследование структуры и характеристик гравитационного потока нагретого воздуха в вытяжной шахте над теплообменным пучком и получение экспериментальных зависимостей теплоотдачи оребренных двухрядных пучков при смешанной конвекции воздуха.

В эксперименте изучались двух- и четырехрядные шахматные пучки воздухонагревателя, составленного из биметаллических ребристых труб, с равносторонней компоновкой труб с продольным шагом $S_2 = 50$ мм и поперечным — $S_1 = 58$ мм. В нечетном ряду пучкам установлено шесть труб, в четном — пять труб и по краям ряда разрезанные вдоль оси половинки труб (рис. 1).

Геометрические размеры оребренной трубы следующие: наружный диаметр оребрения $d = 56$ мм; диаметр оребрения по основанию $d_0 = 26$ мм; высота, шаг, средняя толщина ребра, соответственно, $h = 15$ мм; $s = 2.5$ мм; $\Delta = 0.5$ мм; длина оребренной части трубы $l = 300$ мм. Ребристая оболочка выполнена из алюминия с коэффициентом оребрения трубы $\phi = 21$. Несущая гладкая труба наружного диаметра 25 мм и толщиной стенки 2 мм изготовлена из стали 10. Внутри целых труб соосно вставлен изготовленный на ЗАО "Минский завод ТЭНов" стальной ТЭН диаметром $d_{ТЭН} = 12.5$ мм, мощностью 320 Вт. Между ТЭНом и стенкой засыпался кварцевый песок дисперсным составом 0.16–0.32 мм. Трубы устанавливались в трубных решетках, выполненных из фанерных досок толщиной 4 мм, а их торцы для снижения тепловых потерь были защищены фторопластовыми втулками. Одна из центральных обогреваемых труб в каждом ряду (калориметр) содержит средства измерения средней температуры для вычисления приведенного коэффициента теплоотдачи.

Для организации гравитационного течения потока нагретого воздуха над экспериментальным пучком устанавливалась вытяжная шахта — с прямоугольным сечением высотой $H = 0.52$ м. Вытяжная шахта

прямоугольного сечения (рис. 1) имеет прямоугольное основание, равное поперечному сечению теплообменного пучка (348 × 300 мм), которое переходит в параллелепипед, выполненный из фанеры толщиной 4 мм. Снаружи для снижения теплопотерь шахта последовательно покрыта слоями минерального волокна толщиной 5–10 мм и пенопласта толщиной 28 мм. На выходе вытяжной шахты дополнительно устанавливались крышки с круглыми отверстиями различных диаметров $d_{\text{ш}} = 0.105; 0.137; 0.178; 0.205$ м.

Опыты выполнялись в условиях полного теплового моделирования. В ходе эксперимента через трансформатор подавалась электрическая мощность на ТЭНы, оребренные трубки прогревались и нагревали воздух вокруг себя. Нагретый воздух под действием гравитационных сил перемещался вверх, заполняя вытяжную шахту и организовывая вертикальное движение потока теплого воздуха. При этом в пучке осуществлялась теплоотдача от оребренных труб в условиях смешанной конвекции воздуха, когда значения теплоотдачи за счет естественной и вынужденной конвекции воздуха сопоставимы.

В ходе проведения опытов в каждой серии изменяли электрическую мощность, подаваемую на трубу-калориметр в диапазоне $W = 8\text{--}160$ Вт. Температура стенки у основания ребер изменялась в диапазоне $t_{\text{ст}} = 20\text{--}120^\circ\text{C}$, температура окружающего воздуха в камере — $t_0 = 17\text{--}23^\circ\text{C}$. Время выхода установки на стационарный тепловой режим составляло 60–90 мин после каждого регулирования электрической мощности, подаваемой на пучок. Подробно схема стенда, трубы-калориметра и методика экспериментального исследования представлены в [20].

Расчет коэффициента теплоотдачи осуществлялся по результатам проведенных измерений на калориметрической трубе. Средний приведенный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности, равен

$$\alpha = \frac{Q_k}{(t_{\text{ст}} - t)F}, \quad (1)$$

где площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы определялась как $F = \pi d_0 \phi$.

Тепловой поток Q_k , отведенный от трубы к воздуху конвекцией, рассчитывался по уравнению

$$Q_k = W - Q_{\text{л}} - Q_{\text{п}}. \quad (2)$$

Тепловые потери через торцевые участки оребренных труб пучка вычислялись на основании предварительно проведенных опытов [22].

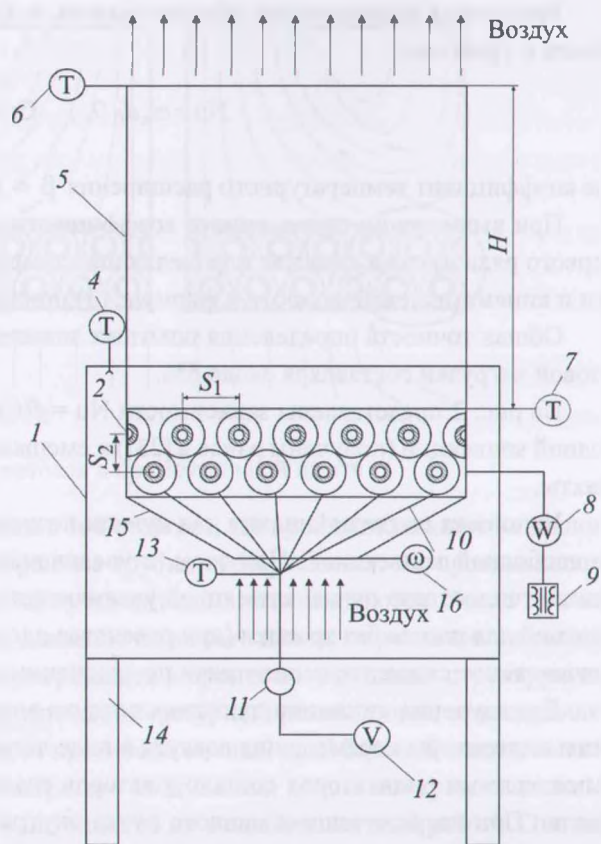


Рис. 1. Экспериментальный стенд: 1 — камера; 2 — однорядный горизонтальный пучок; 3 — диффузор; 4 — лабораторный термометр; 5 — вытяжная шахта; 6, 7 — медь-константановая термопара; 8 — ваттметр; 9 — масляный трансформатор; 10 — термометры; 11 — переключатель; 12 — вольтметр; 13 — сосуд Дьюара; 14 — опоры

Результаты эксперимента обрабатывались и представлялись в безразмерных числах подобия Нуссельта и Грасгофа:

$$Nu = \alpha_k d_0 / \lambda, \quad Gr = (g d_0^3 \beta (t_{ст} - t)) / \nu^2, \quad (3)$$

где коэффициент температурного расширения $\beta = 1/(t + 273)$.

При вычислении приведенного коэффициента теплоотдачи и числа Грасгофа для всего пучка и для первого ряда пучка в качестве определяющей температуры и для расчета коэффициентов теплопроводности и кинематической вязкости в формуле (3) принималась температура воздуха в камере t_0 .

Общая точность определения опытных значений чисел Нуссельта и Грасгофа во всем диапазоне тепловой нагрузки составляла около 5%.

На рис. 2 представлены зависимости $Nu = f(Gr)$ для двух- и четырехрядного пучков в условиях свободной конвекции (получены ранее в [23]) и смешанной конвекции, организованной с помощью вытяжной шахты.

Установка вытяжной шахты над пучком позволяет увеличить теплоотдачу в 1.5–3 раза по сравнению со свободной конвекцией. При этом, с увеличением диаметра выходного сечения отверстия вытяжной шахты теплоотдача пучка конвекцией увеличивается. Однако при проведении экспериментальных исследований для шахты без крышки (при равенстве площади сечения шахты и площади пучка) было выявлено значительное снижение теплоотдачи по сравнению с шахтой с крышкой.

Для изучения динамики движения воздуха внутри шахты с прямоугольным сечением были установлены индикаторы перемещения воздуха в виде легких хлопчатобумажных нитей. Наблюдение за подвижными частями индикаторов создало у авторов следующую картину структуры движения воздуха внутри шахты. При нагреве теплообменного пучка внутри вытяжной шахты образуется столб воздуха с низкой плотностью, который под действием гравитационных сил пытается улетучиться из шахты. Поскольку многорядный оребренный пучок имеет большое аэродинамическое сопротивление, то он препятствует поступлению окружающего воздуха снизу в пучок и удалению нагретого воздуха из шахты.

В результате создаются условия неустойчивого равновесия движущегося столба нагретого воздуха с наличием вакуумного разряжения над пучком (рис. 3, а). В некоторый момент условие неустойчивого равновесия нарушается и под действием разряжения происходит подсос снаружи холодного плотного воздуха

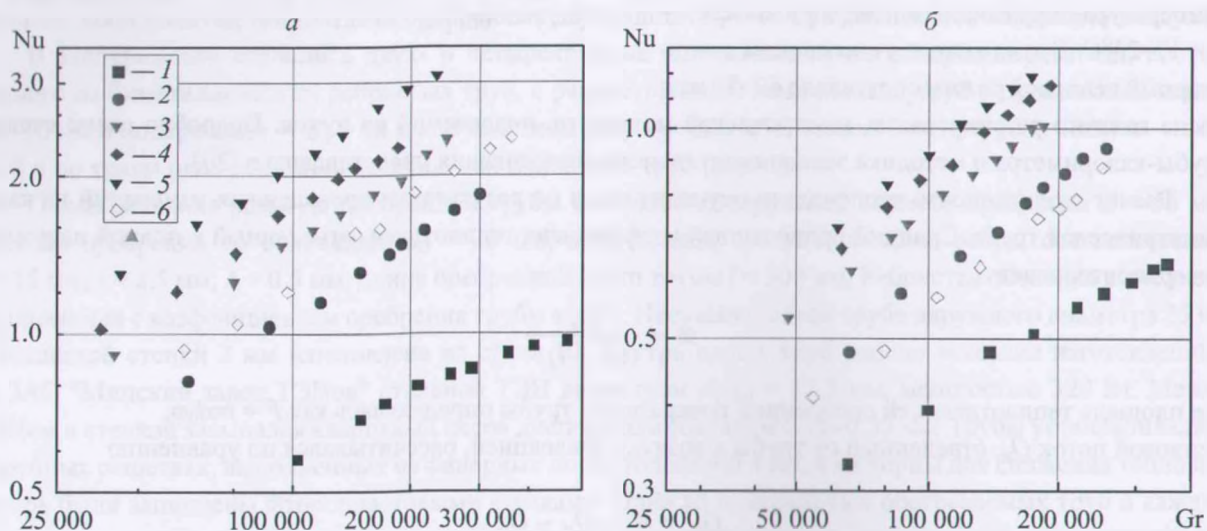


Рис. 2. Теплоотдача двухрядного (а) и четырехрядного (б) пучка при свободной конвекции (1) и в условиях смешанной конвекции: 2 — $d_{ш} = 0.105$ м; 3 — 0.137; 4 — 0.178; 5 — 0.205; 6 — для шахты без крышки

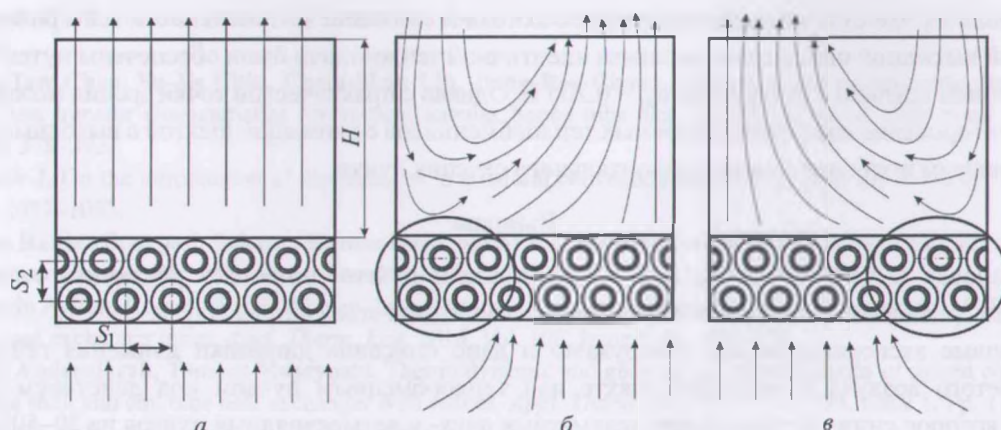


Рис. 3. Распределение воздушных потоков в прямоугольной шахте

в шахту через край его боковой стенки (рис. 3, б). Причем с той стороны, где произошел подсос холодного воздуха, движение воздуха в пучке замедляется и оребренные трубки перегреваются, а с противоположной стороны пучка движение воздуха ускоряется и трубки пучка интенсивно охлаждаются. После того как холодный и нагретый воздух в шахте перемешиваются, давление по высоте шахты выравнивается, потоки стабилизируются. После этого воздух в шахте заново прогревается и процессы нарушения структуры потока воздуха повторяются вновь. Но поскольку был нарушен температурный режим пучка, то следующий подсос холодного воздуха, как правило, происходит через противоположный край боковой стенки вытяжной шахты (рис. 3, в). Такое нестабильное движение нагретого воздуха под действием гравитационных сил в вытяжной шахте над теплообменным пучком не было описано ни в одной известной работе. Описанное явление обнаружено впервые и названо авторами гейзерным течением воздуха.

Для создания равномерного потока в шахте без крышки были установлены на расстоянии 116 мм две перегородки со следующими параметрами: высота — 470 мм, ширина — 310 мм, толщина — 0.8 мм, материал — стеклотекстолит. Нижняя грань перегородки соприкасалась с оребрением и проходила параллельно оси одной оребренной трубы из верхнего ряда. Таким образом, шахта была разделена на три равнозначные независимые секции.

Наблюдение за индикаторами показало, что в крайних секциях наблюдается гейзерное течение нагретого воздуха, но меньшей интенсивности, чем в шахте без перегородок. Установка перегородок позволила в 1.2–1.5 раза увеличить интенсивность теплоотдачи по сравнению с шахтой без перегородок.

На рис. 4 представлены зависимость числа Нуссельта от числа Грасгофа для вытяжной шахты без и с перегородками. Как видно, при установке перегородок в шахте коэффициенты теплоотдачи двух- и четырехрядного пучков больше, чем у пучков без перегородок. Это объясняется наличием гейзерного течения в шахте без перегородок, которое снижает гравитационное давление в шахте и препятствует стабильному отводу тепла от второго ряда пучка. Также наблюдается снижение теплоотдачи с увеличением числа рядов, что связано с увеличением общего сопротивления пучка.

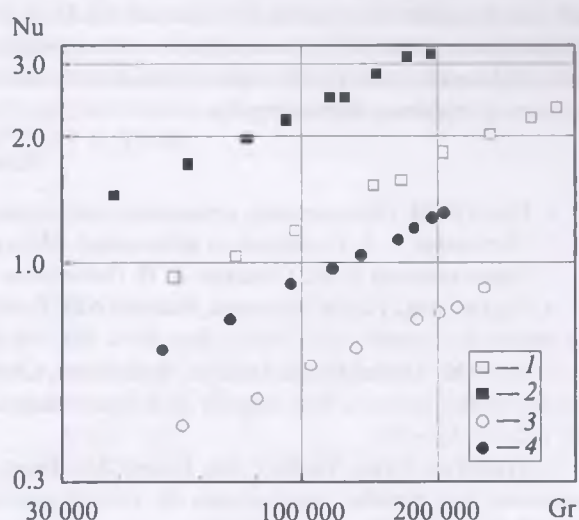


Рис. 4. Теплоотдача двух- и четырехрядного пучков с прямоугольной шахтой без перегородок (1, 3) и с перегородками (2, 4)

Установлено, что стабилизация воздушного потока и снижение интенсивности гейзерных течений в исследуемой вытяжной шахте с достижением идентичной теплоотдачи были обеспечены путем установки перегородок или крышки с отверстием $d_{ш} = 0.205$ м. Однако с практической точки зрения можно рекомендовать проектирование воздухоохлаждаемых теплообменников с вытяжной шахтой с выходным сечением, примерно равным половине площади фронтального сечения пучка.

Выводы

1. Установка вытяжной шахты над теплообменным пучком позволяет увеличить теплоотдачу в 1.5–3 раза по сравнению с теплоотдачей в условиях свободной конвекции воздуха.
2. Впервые экспериментально обнаружено и дано описание динамики движения гейзерного течения нагретого воздуха в вытяжной шахте над теплообменным пучком под действием гравитационных сил, которое снижает теплоотдачу шахматных двух- и четырехрядных пучков на 20–50%.
3. Установлено, что стабилизация воздушного потока и снижение интенсивности гейзерных течений в исследуемой вытяжной шахте с достижением идентичной теплоотдачи были обеспечены путем установки перегородок или крышки с выходным сечением, примерно равным половине площади фронтального сечения пучка.
4. Результаты экспериментальных исследований могут быть использованы при разработке энергоэффективных систем воздушного отопления, а также при модернизации установок с воздухоохлаждаемыми теплообменниками путем установки вытяжных шахт.

Обозначения

c_p — средняя изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К); d — наружный диаметр оребрения трубы, мм; d_0 — диаметр оребрения по основанию, мм; $d_{ТЭН}$, $d_{отв}$ — диаметры стального ТЭНа и выходного отверстия шахты, мм; F — площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы, м²; g — ускорение свободного падения, м/с²; H — высота вытяжной шахты, м; h — высота ребер трубы, мм; l — длина оребренной части трубы, мм; Nu , Gr — числа Нуссельта и Грасгофа; n — число обогреваемых труб в первом ряду пучка, шт.; Q_k , Q_l — конвективный тепловой поток и отведенный излучением от трубы к воздуху, Вт; Q_n — тепловые потери через торцы труб и токоподводы, Вт; S_1 , S_2 — поперечный и продольный шаги установки труб в пучке, мм; s — шаг ребер трубы, мм; $t_{ст}$ — температура стенки у основания ребер, °С; t_0 — температура окружающего воздуха в камере, °С; t — определяющая температура воздуха на входе в пучок (ряд пучка), °С; $t_{ср}$ — средняя температура воздуха в первом ряду пучка, °С; t_n — температура воздуха на входе во второй ряд, °С; V — расход воздуха в пучке, м³/с; W — электрическая мощность, подаваемая на трубу-калориметр, Вт; w — скорость потока воздуха в пучке, м/с; α — средний приведенный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности, Вт/(м² · К); β — коэффициент температурного расширения, К⁻¹; Δ — средняя толщина ребра, мм; λ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · К); ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с; $\rho_{ср}$ — средняя плотность воздуха в первом ряду пучка, кг/м³; φ — коэффициент оребрения трубы.

Литература

1. Гусев В. М. *Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха*. Ленинград: Стройиздат, 1981.
2. Максимов Г. А. *Отопление и вентиляция*. Москва: Стройиздат, 1949.
3. Богословский В. Н., Сканава А. Н. *Отопление*. Москва: Стройиздат, 1991.
4. Tugba Inan, Tahsin Basarana, Mehmet Akif Ezan. Experimental and numerical investigation of natural convection in a double skin facade. *Appl. Therm. Eng.* 2016. Vol. 106. Pp. 1225–1235.
5. Ardeshir Moftakharia, Ardalan Moftakhari, Chaei Ghazvinb. Natural element method study of combined natural convective and radiative heat transfer in irregular-shaped mediums with radiative properties. *Int. J. Therm. Sci.* 2017. Vol. 122. Pp. 141–161.
6. Han-Taw Chen, Yu-Jie Chiu, Hung-Chia Tseng, Jiang-Ren Chang. Effect of domain boundary set on natural convection heat transfer characteristics for vertical annular finned tube heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2017. Vol. 109. Pp. 668–682.
7. Gilbert De Mey, Tomasz Torzewicz, Piotr Kawka, Andrzej Czerwoniec, Marcin Janicki, Andrzej Napieralski. Analysis of nonlinear heat exchange phenomena in natural convection cooled electronic systems. *Microelectron. Reliab.* 2016. Vol. 67. Pp. 15–20.

8. **Yogesh J.** Natural convection flow interaction above a heated body. *Lett. Heat Mass Transf.* 1976. Vol. 3, Issue 5. Pp. 457–466.
9. **Han-Taw Chen, Yu-Jie Chiu, Chein-Shan Liu, Jiang-Ren Chang.** Numerical and experimental study of natural convection heat transfer characteristics for vertical annular finned tube heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2017. Vol. 109. Pp. 378–392.
10. **Yogesh J.** On the introduction of disturbances in a natural convection flow. *Int. J. Heat Mass Transf.* 1976. Vol. 19, Issue 9. Pp. 1057–1063.
11. **Jnana Ranjan Senapati, Sukanta Kumar Dash, Subhransu Roy.** Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins. *Int. J. Therm. Sci.* 2017. Vol. 111. Pp. 146–159.
12. **Hüseyin Ayhan, Cemal Niyazi Sökmen.** Investigation of passive residual heat removal system for VVERs: Effects of finned type heat exchanger tubes. *Appl. Therm. Eng.* 2016. Vol. 108, Issue 5. Pp. 466–474.
13. **Rafal Andrzejczyk, Tomasz Muszynski.** Thermodynamic and geometrical characteristics of mixed convection heat transfer in the shell and coil tube heat exchanger with baffles. *Appl. Therm. Eng.* 2017. Vol. 121, Issue 5. Pp. 115–125.
14. **Kuntysh V. B., Samorodov A. V., Bessonnyi A. N.** Experimental investigation of free-convection heat exchange between multiple-row staggered banks of tubes with spiral fins. *Chem. Petrol. Eng.* 2008. Vol. 44, Issue 3. Pp. 113–120.
15. **Kuntysh V. B., Sukhotsky A. B., Samorodov A. V.** Engineering method for thermal analysis of an air cooler in a regime of free-convective heat exchange. *Chem. Petrol. Eng.* 2014. Vol. 49, Issues 11–12. Pp. 773–779.
16. **Джалурия Й.** *Естественная конвекция: Тепло- и массообмен.* Москва: Мир, 1983.
17. **Геххарт Б., Джалурия Й., Махаджан Р., Саммакия Б.** *Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен.* Москва: Мир, 1991.
18. **Кунтыш В. Б., Самородов А. В., Самылов А. И.** Экспериментальная установка и методика исследования теплоотдачи пучков из оребренных труб при смешанной конвекции воздуха. *Сб. науч. тр. Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов.* Архангельск, 1998. № 4. С. 139–149.
19. **Артемов В. И., Яньков Г. Г., Зорин В. М., Шамароков А. С.** Моделирование процессов в воздушном теплообменнике системы аварийного расхолаживания РУ БН-800. *Теплоэнергетика.* 2004. № 3. С. 30–38.
20. **Сидорик Г. С.** Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективного теплообмена круглоребристых труб и пучков. *Труды БГТУ. Сер. 1. Лесн. хоз-во, природопольз. и перераб. возоб. рес.* Минск: БГТУ, 2018. № 1 (204). С. 85–93.
21. **Самородов А. В.** *Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками.* Автореферат дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 1999.
22. **Сухоцкий А. Б., Фарафонов В. Н., Филатов С. О., Сидорик Г. С.** Разработка стенда и исследование свободной конвекции одиночной оребренной трубы при различных углах наклона. *Труды БГТУ. Сер. 1. Лесн. хоз-во, природопольз. и переработка возобн. рес.* Минск: БГТУ, 2017. № 1. С. 169–175.
23. **Сидорик Г. С.** Влияние определяющей температуры на теплоотдачу воздухоохлаждаемого теплообменника при смешанной конвекции. *Ломоносовские научные чтения студентов, аспирантов и молодых ученых 2017: сборник материалов конференции.* Архангельск: Издательский дом им. В. Н. Булатова САФУ, 2017. С. 536–540.
24. **Сухоцкий А. Б., Сидорик Г. С.** Повышение энергоэффективности теплообменников воздушного охлаждения. Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: *Сборник научных трудов VI Международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов.* Харьков: ГП "УкрНТЦ "Энергосталь", 2017. С. 25–30.