

УДК 536.25

Особенности гравитационного течения нагретого воздуха в вытяжной шахте над оребренным пучком

А. Б. Сухоцкий, Г. С. Сидорик

Белорусский государственный технологический университет, Минск, Республика Беларусь;
e-mail: galiana.sidorik@gmail.com

Поступила в редакцию 19.06.2017

Проанализированы исследования по внедрению в зданиях и сооружениях систем воздушного отопления, которые позволяют обеспечить при помощи одного устройства и отопление, и вентиляцию, а также обеспечивают высокие санитарно-гигиенические условия воздушной среды помещения, меньшую металлоемкость и инерционность системы, более равномерное распределение температур в крупногабаритных помещениях. Проанализированы исследования по применению смешанной конвекции в калориферах рециркуляционных воздухонагревателей.

Изучался двухрядный шахматный пучок воздухонагревателя, составленный из биметаллических ребристых труб, с равносторонней компоновкой труб с продольным шагом $S_2 = 50$ мм и поперечным шагом $S_1 = 58$ мм, со следующими геометрическими параметрами $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 56 \times 26 \times 15 \times 2.5 \times 0.5 \times 300$ мм, коэффициентом оребрения 20. Для организации смешанной конвекции нагретого воздуха над экспериментальным пучком устанавливались два типа вытяжных шахт – с прямоугольным и круглым сечениями, а для структуры гравитационного потока внутри шахты с прямоугольным сечением установлены индикаторы перемещения воздуха. Представлены экспериментальные исследования характеристик гравитационного потока нагретого воздуха в вытяжной шахте над теплообменным пучком в режиме смешанной конвекции в виде экспериментальных зависимостей чисел Нуссельта от чисел Грасгофа. Установлено увеличение теплоотдачи в режиме смешанной конвекции в 2–3 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 двухрядного пучка из-за наличия гейзерных течений воздуха на 20–50%, при этом наиболее негативное влияние оказывается на второй ряд двухрядного пучка (снижение теплоотдачи на 30–40%). Предложен способ снижения негативного влияния гейзерных течений воздуха на теплоотдачу пучка.

Результаты экспериментальных исследований могут быть использованы при разработке энергоэффективных систем воздушного отопления, а также при модернизации установок с воздухоохлаждаемыми теплообменниками путем установки вытяжных шахт.

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 оребренных биметаллических труб, применяются в воздухоохлаждаемых теплообменниках для технологических систем охлаждения жидкостей и конденсации пара, 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 энерго-сберегающим направлением является внедрение в зданиях и сооружениях систем воздушного отопления, которые позволяют обеспечить при помощи одного устройства и отопление, и вен-

тиляцию, что в ряде случаев по сравнению с системами водяного отопления приводит к снижению строительных затрат, а также обеспечивает высокие санитарно-гигиенические условия воздушной среды помещения, меньшую металлоемкость и инерционность системы, более равномерное распределение температуры в крупногабаритных помещениях [1]. Недостатками воздушного отопления, ограничивающими их распространение, прежде всего являются большие расходы воздуха и значительные дополнительные затраты на электроэнергию для привода вентилятора.

В конце 19-го века из-за дороговизны устройств механического побуждения движения воздуха применялось почти исключительно гравитационное перемещение воздуха в установках воздушного отопления и вентиляции [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 (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 встроенного в стену или приставного канала (вытяжной шахты) с расположенным у основания калорифером, выполненным, 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 лестничной клетки, 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 (вестибюли, холлы, торговые залы, склады и др.) 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 [4–17] теплоотдачи шахматных и коридорных пучков из труб со спиральными и шайбовыми ребрами 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 оробренных пучках практически отсутствуют. Известна лишь работа [18], в которой проведено исследование и получены экспериментальные зависимости теплоотдачи оробренных однорядных пучков в диапазоне числа Грасгофа $(11-550) \cdot 10^3$, числа Рейнольдса 480–2500. В работе [19] разработана трехмерная математическая модель и представлены результаты численного анализа процессов при свободной конвекции воздуха в оробренном трубном пучке теплообменника с вытяжной шахтой.

Цель работы – экспериментальное исследование структуры и характеристик гравитационного потока нагретого воздуха в вытяжной шахте над теплообменным пучком, получение эксперимен-

тальных зависимостей теплоотдачи оребренных двухрядных пучков при смешанной конвекции воздуха.

Изучался двухрядный шахматный пучок воздухонагревателя, составленный из биметаллических ребристых труб, с равносторонней компоновкой труб с продольным шагом $S_2 = 50$ мм и поперечным шагом $S_1 = 58$ мм. В первом ряду пучка установлено шесть труб, во втором – 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 $h = 15$; $s = 2.5$, $\Delta = 0.5$ 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 ОАО «Минский завод ТЭНов» стальной ТЭН диаметром $d_{\text{ТЭН}} = 12.5$ мм, мощностью 320 Вт. Между ТЭНом и стенкой засыпался кварцевый песок дисперсным составом 0.16–0.32 мм. Трубы устанавливались в трубных решетках, вы-

полненных 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 устанавливалось два типа вытяжных шахт – с прямоугольным и круглым сечениями, одинаковой высоты 0.52 м.

Вытяжная шахта прямоугольного сечения (рис. 1, а) имеет снизу прямоугольное основание, равное поперечному сечению теплообменного пучка (348×300 мм), которое плавно переходит в параллелепипед с основанием 383×313 мм, выполненный из фанеры толщиной 4 мм. Снаружи для снижения тепловых потерь шахта последовательно покрыта слоями минерального волокна толщиной 5–10 мм и пенопласта толщиной 28 мм.

Вытяжная шахта круглого сечения (рис. 1, б) имеет снизу прямоугольное основание, равное поперечному сечению теплообменного пучка, которое плавно переходит в цилиндрическую трубу диаметром 105 мм. Для снижения тепловых потерь шахта снаружи покрыта слоем минерального волокна толщиной 2–3 см.

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 величины теплоотдачи за счет естественной и вынужденной конвекции воздуха сопоставимы.

В ходе проведения опытов в каждой серии изменяли элек-

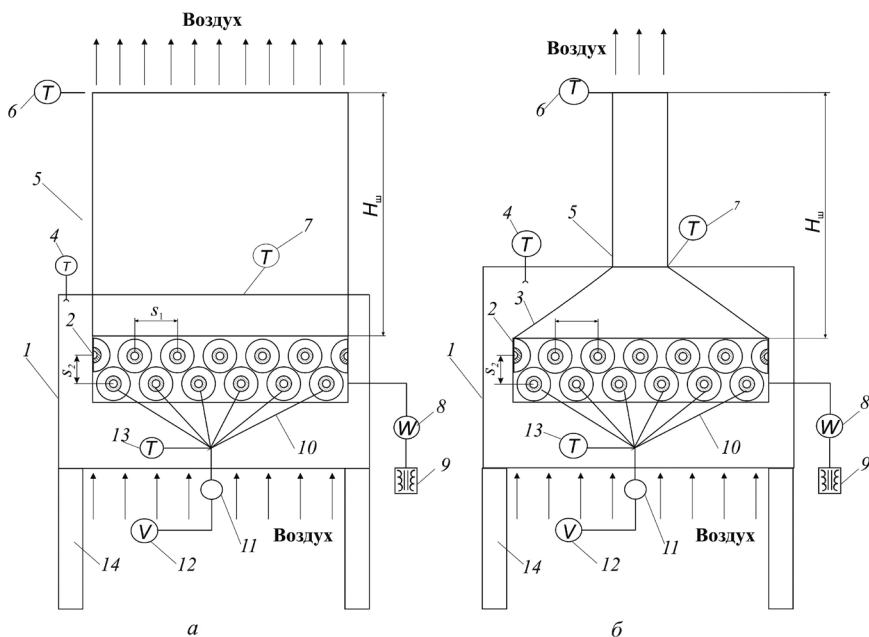


Рис. 1. Экспериментальный стенд с вытяжной шахтой прямоугольного (а) и круглого (б) сечения: 1 – камера; 2 – однорядный горизонтальный пучок; 3 – конфузор; 4 – лабораторный термометр; 5 – вытяжная шахта; 6 – медь-константановая термопара; 7 – медь-константановая гипер-термопара; 8 – ваттметр; 9 – масляный трансформатор; 10 – термопары; 11 – переключатель; 12 – вольтметр; 13 – сосуд Дьюара; 14 – опоры

трическую мощность, подаваемую на трубу-калориметр, в диапазоне 8–160 Вт. Температура стенки у основания ребер изменялась в диапазоне 20–120 °С, температура окружающего воздуха в камере 17–23 °С. Время выхода установки на стационарный тепловой режим составляло 60–90 мин после каждого регулирования электрической мощности, подаваемой на пучок. Подробно схема стенда и методика экспериментального исследования представлена в [20].

Коэффициент теплоотдачи рассчитывался по результатам проведенных измерений на калориметрической трубе. Средний приведенный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности, равен

$$\alpha = \frac{Q_k}{(t_{cr} - t) \cdot F}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}), \quad (1)$$

где Q_k – конвективный тепловой поток, Вт; t_{cr} – средняя температура поверхности стенки у основания ребер трубы (среднеарифметическая температура по показаниям термопар), °С; t – определяющая температура воздуха на входе в пучок (ряд пучка), °С; $F = l \cdot \pi \cdot d_0 \cdot \phi$ – площадь теплоотдающей ребренной поверхности трубы, м².

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

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

где W – электрическая мощность, подводимая к калориметру, Вт; $Q_{л}$ – тепловой поток, отведенный излучением от трубы к воздуху, Вт, вычисляется по рекомендациям [21]; $Q_{п}$ – тепловые потери через торцы труб и токоподводы, Вт.

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

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

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

где λ , ν – коэффициенты теплопроводности, Вт/(м·К), и кинематической вязкости, м²/с, воздуха; w – скорость потока воздуха в пучке, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\beta = 1/(t + 273)$ – коэффициент температурного расширения, К⁻¹.

При вычислении приведенного коэффициента теплоотдачи и числа Грасгофа для всего пучка и для первого ряда в качестве определяющей температуры и для расчета коэффициентов теплопроводности и кинематической вязкости в формулах (1), (3) принималась температура воздуха в камере t_0 . При вычислении приведенного коэффициента теплоотдачи и числа Грасгофа для второго ряда пучка в качестве определяющей температуры и для расчета коэффициентов теплопроводности и кинематической вязкости в формулах (1), (3) принималась температура воздуха на входе во второй ряд

$$t_{п} = t_0 + \frac{n \cdot (Q_k + Q_{л})}{c_p \cdot \rho_{cp} \cdot V},$$

где $n=6$ – число обогреваемых труб в первом ряду пучка; c_p – средняя изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); ρ_{cp} – средняя плотность воздуха в первом ряду пучка, кг/м³; V – расход воздуха в пучке, м³/с.

Параметры воздуха c_p и ρ_{cp} вычислялись по средней температуре воздуха в первом ряду пучка $t_{cp} = 0.5 \cdot (t_0 + t_{п})$. Общая точность определения опытных значений чисел Нуссельта и Грасгофа во всем диапазоне тепловой нагрузки составляла 2–4%.

На рис. 2 представлены зависимости $\text{Nu} = f(\text{Gr})$ для двухрядного пучка в условиях свободной конвекции (полученные ранее в [23])

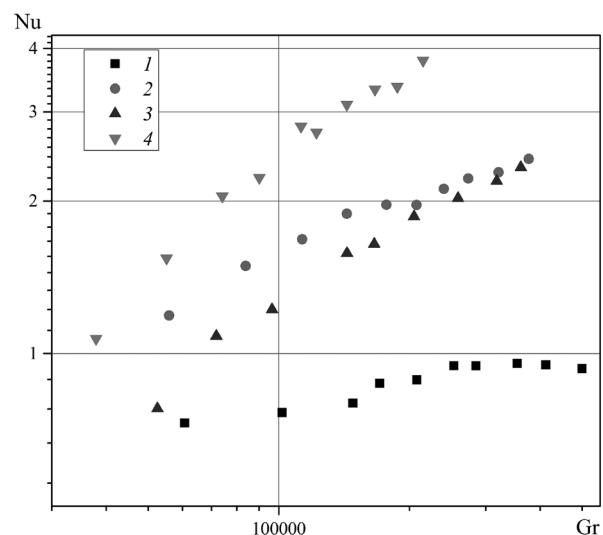


Рис. 2. Общая теплоотдача для двухрядного пучка при свободной конвекции (1), при смешанной конвекции для шахты с круглым сечением (2), шахты с прямоугольным сечением (3), шахты с прямоугольным сечением и перегородками (4)

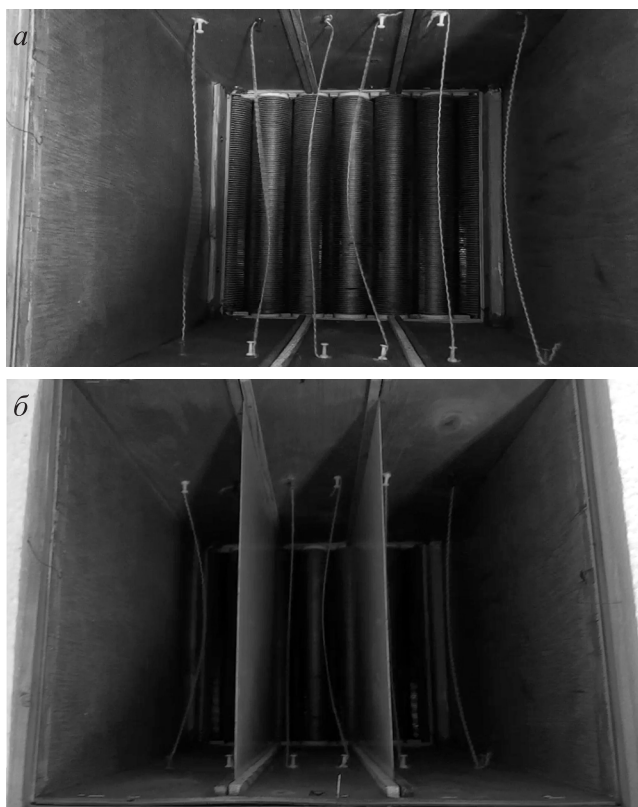


Рис. 3. Прямоугольная шахта без перегородок (а) и с перегородками (б) с установленными индикаторами движения воздуха (вид сверху)

и смешанной конвекции с помощью шахт с круглым и прямоугольным сечениями. Установка вытяжной шахты над пучком позволяет увеличить теплоотдачу в 2–3 раза. При этом поскольку вытяжная шахта с круглым сечением площадью 86.5 см^2 имеет большее аэродинамическое сопротивление, чем шахта с прямоугольным сечением площадью 1199 см^2 , то полученный эффект увеличения теплоотдачи с установкой ее над пучком был меньше. Однако при числах Грасгофа более $2 \cdot 10^5$ значения чисел Нуссельта

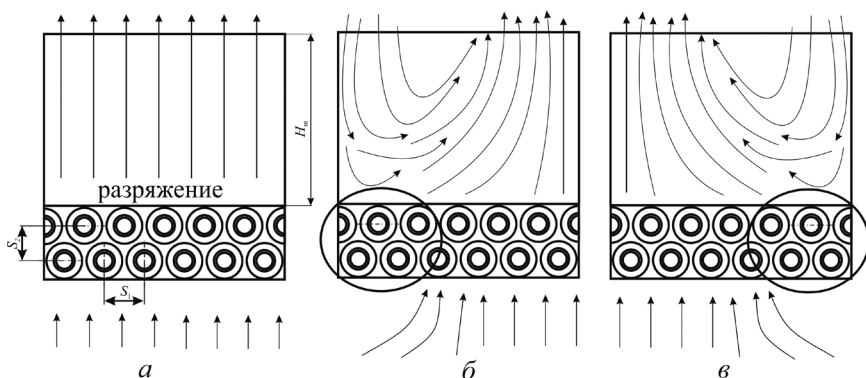


Рис. 4. Распределение воздушных потоков в прямоугольной шахте в условиях неустойчивого равновесия (а) и при подсосах холодного воздуха через боковые стенки (б, в)

для шахт с обоими типами сечения стали идентичны.

Для изучения динамики движения воздуха внутри шахты с прямоугольным сечением были установлены индикаторы перемещения воздуха в виде легких хлопчатобумажных нитей (рис. 3, а). 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 двухрядный 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. 4, а). В некоторый момент условие неустойчивого равновесия нарушается и под действием разряжения происходит подсос снаружи холодного плотного воздуха в шахту через край его боковой стенки (рис. 4, 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. 4, в). Такое нестабильное движение нагретого воздуха под действием гравитационных сил в вытяжной шахте над теплообменным пучком не было обнаружено и не описано ни в одной известной работе, в том числе и в [19]. Возможно, это связа-

но с тем, что в вытяжной шахте, исследованной в [19], имеются дополнительные аэродинамические сопротивления в виде сужения шахты и верхнего шибера, которые стабилизируют воздушный поток. Описанное нестабильное движение воздуха обнаружено впервые и названо авторами гейзерным течением воздуха.

Для создания равномерного потока в прямоугольной шахте 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 из верхнего ряда оребренной трубы. Таким образом, шахта была разделена на три равнозначные независимые секции (см. рис. 3, б).

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 (см. рис. 2) по сравнению с шахтой без перегородок.

На рис. 5 представлены зависимости числа Нуссельта от числа Грасгофа для прямоугольной шахты с перегородками и без них.

Как видно, при установке перегородок в шахте оба ряда двухрядного пучка имеют сопоставимые коэффициенты теплоотдачи и большие, чем у каждого ряда двухрядного пучка без перегородок. При установке над пучком шахты с прямоугольным сечением без перегородок первый ряд имеет теплоотдачу, большую в 1.3–1.4 раза, чем второй ряд. Это объясняется наличием гейзерного течения в шахте, которое снижает гравитационное давление в ней и препятствует стабильному отводу тепла от второго ряда пучка.

Зависимости смешанно-конвективной теплоотдачи для однорядного пучка с вытяжной шахтой круглого сечения, двухрядного пучка с вытяжной шахтой круглого и прямоугольного сечения представлены на рис. 6. Экспериментальная зависимость $Nu=f(Gr)$ для однорядного пучка была получена авторами ранее [24].

Как видно, число Нуссельта для двухрядного пучка с вытяжной шахтой круглого сечения при числах Грасгофа менее 10^5 идентично для первого и второго ряда, но больше, чем для однорядного пучка, на 20–25%. При больших числах Грасгофа происходит сближение чисел Нус-

сельта для однорядного пучка и первого ряда двухрядного пучка с вытяжной шахтой круглого сечения. Необходимо понимать, что для рассматриваемой модели величина конвективной теплоотдачи от оребренной трубы к воздуху определяется, прежде всего, интенсивностью движения потока воздуха в пучке, который создается гравитационным давлением нагретого воздуха в вытяжной шахте. Двухрядный пучок по сравнению с однорядным имеет большую тепловую мощность, нагревает воздух до более высоких температур и, следовательно, обеспечивает более интенсивный съем тепла с ребер. Однако скорость движения потока нагретого

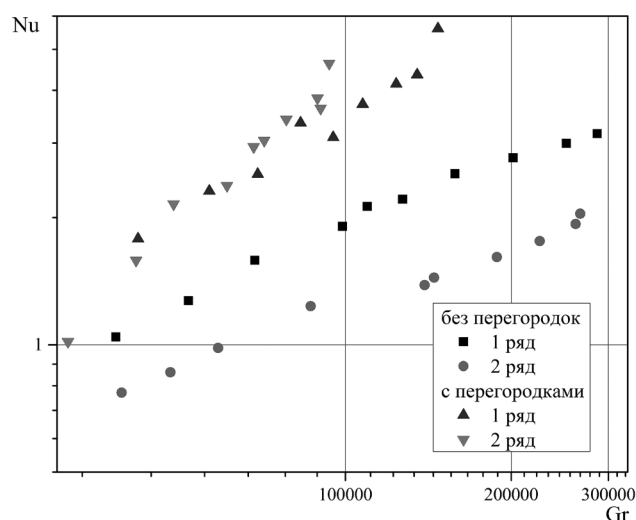


Рис. 5. Зависимость числа Нуссельта от числа Грасгофа для каждого ряда двухрядного пучка

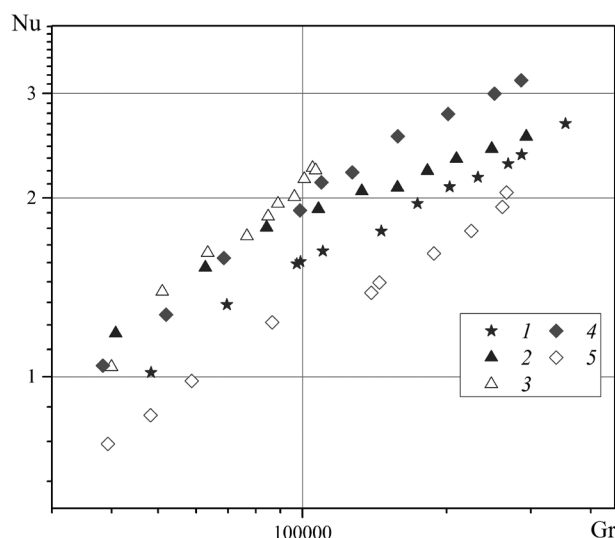


Рис. 6. Зависимости $Nu=f(Gr)$ для однорядного пучка (1) с вытяжной шахтой круглого сечения; первого (2) и второго (3) рядов двухрядного пучка с вытяжной шахтой круглого сечения; первого (4) и второго (5) рядов с вытяжной шахтой прямоугольного сечения

воздуха определяется также аэродинамическим сопротивлением пучка, который для однорядного пучка меньше, чем для двухрядного. Поэтому при больших числах Грасгофа и существенных скоростях потока нагретого воздуха в пучке числа Нуссельта становятся сопоставимы для однорядного и первого ряда двухрядного пучка с вытяжной шахтой круглого сечения. При установке над пучком шахты с прямоугольным сечением при возникновении гейзерного течения воздуха в шахте значительно (на 30–40%) снижается теплоотдача у второго ряда двухрядного пучка.

Выводы

1. Установка вытяжной шахты над теплообменным пучком позволяет увеличить теплоотдачу в 2–3 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.

3. Гейзерное течение снижает теплоотдачу шахматного двухрядного пучка на 20–50%, при этом наиболее негативное влияние оказывается на второй ряд двухрядного пучка (снижение теплоотдачи на 30–40%).

4. Результаты экспериментальных исследований могут быть использованы при разработке энергоэффективных систем воздушного отопления, а также при модернизации установок с воздухоохлаждаемыми теплообменниками установкой вытяжных шахт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гусев В. М., Ковалев Н. И., Попов В. П., Потрошков В. А. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Л.: Стройиздат, 1981. 343 с.
2. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. Ч. 2. М.: Стройиздат, 1949. 463 с.
3. Богословский В. Н., Сканава А. Н. Отопление. М.: Стройиздат, 1991. 736 с.
4. Tugba Inan, Tahsin Basarana, Mehmet Akif Ezan. Experimental and numerical investigation of natural convection in a double skin facade // Applied Thermal Engineering. 2016. V. 106. P. 1225–1235.
5. Mofkakharia A., Mofkakhari A., Ghazvinb C. Natural element method study of combined natural convective and radiative heat transfer in irregular-shaped mediums with radiative properties // International Journal of Thermal Sciences. 2017. V. 122. P. 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 // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. V. 109. P. 668–682.
7. De Mey G., Torzewicz T., Kawka P., Czerwoniec A., Janicki M., Napieralski A. Analysis of nonlinear heat exchange phenomena in natural convection cooled electronic systems // Microelectronics Reliability. 2016. Vol. 67. P. 15–20.
8. Yogesh J. Natural convection flow interaction above a heated body // Letters in Heat and Mass Transfer. 1976. V. 3. Iss. 5. P. 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 // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. V. 109. P. 378–392.
10. Yogesh J. On the introduction of disturbances in a natural convection flow // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1976. V. 19. Iss. 9. P. 1057–1063.
11. Senapati J. R., Dash S. K., Roy S. Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins // International Journal of Thermal Sciences. 2017. V. 111. P. 146–159.
12. Ayhan H., Sökmen C. N. Investigation of passive residual heat removal system for VVERs: Effects of finned type heat exchanger tubes // Applied Thermal Engineering. 2016. V. 108. Iss. 5. P. 466–474.
13. Andrzejczyk R., Muszynski T. Thermodynamic and geometrical characteristics of mixed convection heat transfer in the shell and coil tube heat exchanger with baffles // Applied Thermal Engineering. 2017. V. 121. Iss. 5. P. 115–125.
14. Kuntyshev 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 // Chemical and Petroleum Engineering. 2008. V. 44 (3–4). P. 113–120.
15. Kuntyshev 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 // Chemical and Petroleum Engineering. 2014. V. 49. Iss. 11–12. P. 773–779.
16. Джалурия Й. Естественная конвекция: Тепло- и массообмен. М.: Мир, 1983. 400 с.
17. Гебхарт Б., Джалурия Й., Махаджан Р., Саммакия Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен. В 2-х книгах, кн. 1. М.: Мир, 1991. 678 с.
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. Вып. 4. С. 139–149.
19. Артемов В. И., Яньков Г. Г., Зорин В. М., Шама-роков А. С. Моделирование процессов в воздушном теплообменнике системы аварийного расхолаживания РУ БН-800 // Теплоэнергетика. 2004. № 3. С. 30–38.
20. 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. I. Лесн.

- хоз-во, природопольз. и переработка возобн. рес. 2017. Вып I. Минск: БГТУ, 2017. С. 169–175.
21. **Самородов А. В.** Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками: Авторефдис....канд. техн. наук 05.14.14. 1999. С. 3–22.
 22. **Сухоцкий А. Б., Сидорик Г. С.** Интенсификация свободной конвекции в однорядном оребренном пучке в аппаратах воздушного охлаждения // Труды БГТУ. Сер. 2. Химическая технология, биотехнология, геология. 2017. № 1 (193). С. 68–74.
 23. **Сидорик Г. С.** Влияние определяющей температуры на теплоотдачу воздухоохлаждаемого теплообменника при смешанной конвекции // Сб. мат. конф. «Ломоносовские научные чтения студентов, аспирантов и молодых ученых – 2017». Сев. (Арктич.) федер. ун-т им. М. В. Ломоносова. Архангельск: ИД САФУ, 2017. С. 536–540.
 24. **Сухоцкий А. Б., Сидорик Г. С.** Повышение энергоэффективности теплообменников воздушного охлаждения // Сб. науч. трудов VI Международной научно-практической конференции молодых ученых и специалистов «Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды». 22–23 марта 2017. Харьков.: ГП «УкрНТЦ «Энергосталь», 2017. С. 25–30.

Specifics of gravity flow of hot air in an air flue over a finned beam

A. B. Sukhotskij, G. S. Sidorik*

Belarusian state technological university, Minsk, Republic of Belarus;

**e-mail: galiana.sidorik@gmail.com*

The article analyzes the results of the study on air heating system implementation in buildings and facilities, allowing ensure both heating and ventilation with a single unit, as well as high hygienic and sanitary conditions of the premises air ambient. It also ensures less metal consumption and system inertia as well as more uniform temperature distribution in large premises. The studies on mixed convection application in recirculating air-heating calorifiers were analyzed.

A two-row chess bunch of the air heater, composed of bimetallic finned pipes with an equilateral pipes configuration with longitudinal step of 50 mm, cross step of 58 mm, length of 300 mm, and finned surface factor of 20 was studied. To organize a hot air mixed convection two types of air flues, namely with rectangular and circular cross sections, were being set over the experimental beam. For the gravity flow inside the shaft of rectangular cross section air-movement indicators were installed. The article presents the results of experimental research of the gravity flow of heated air in an air flue over the heat exchange beam in the mixed convection mode in the form of dependences of Nusselt numbers from Grashof numbers. The heat emission increase in mixed convection mode of 2–3 times compared to the heat emission in conditions of free air convection was established. The article describes the dynamics of geyser flow of the heated air in the air flue under the impact of gravitational forces.

The heat transfer of the chess double-row bundle is reduced by 20–50% due to the presence of geyser air flows with the most negative effect being on the second row of the double-row beam (30–40% reduction in heat transfer). The way of reducing the negative impact of the air geyser flows on a heat interchange is offered.

The results of experimental studies can be used while developing the energy efficient air heating systems as well as for modernization of installations with air-cooled heat exchangers by installing air flues.

Keywords: air heating, gravitational movement of air, bimetallic finned pipe, discharge shaft, mixed convection, heat-transfer coefficient, Nusselt number, Grashof number, air geyser flow.

REFERENCES

1. **Gusev V.M., Kovalev N.I., Popov V.P., Potroshkov V.A.** *Teplotekhnika, otoplenie, ventilyatsiya i konditsionirovanie vozdukh* [Heat engineering, heating, ventilation and air conditioning]. Leningrad, Strojizdat, 1981. 343 p.
2. **Maksimov G. A.** *Otoplenie i ventilyatsiya* [Heating and ventilation]. Pt. 2 Moscow, Strojizdat, 1949. 463 p.
3. **Bogoslovskij V.N., Skanavi A.N.** *Otoplenie* [Heating]. Moscow, Strojizdat, 1991. 736 p.
4. **Tugba Inan, Tahsin Basarana, Mehmet Akif Ezan.** Experimental and numerical investigation of natural convection in a double skin façade. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 106, pp. 1225–1235.
5. **Moftakharia A., Moftakhari A., Ghazvinb C.** Natural element method study of combined natural convective and radiative heat transfer in irregular-shaped mediums with

- radiative properties. *International Journal of Thermal Sciences*, 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. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, vol. 109, pp. 668–682.
 7. **De Mey G., Torzewicz T., Kawka P., Czerwoniec A., Janicki M., Napieralski A.** Analysis of nonlinear heat exchange phenomena in natural convection cooled electronic systems. *Microelectronics Reliability*, 2016, vol. 67, pp. 15–20.
 8. **Yogesh J.** Natural convection flow interaction above a heated body. *Letters in Heat and Mass Transfer*, 1976, vol. 3, no. 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. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, vol. 109, pp. 378–392.
 10. **Yogesh J.** On the introduction of disturbances in a natural convection flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1976, vol. 19, no. 9, pp. 1057–1063.
 11. **Senapati J.R., Dash S.K., Roy S.** Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, vol. 111, pp. 146–159.
 12. **Ayhan H., Sökmen C.N.** Investigation of passive residual heat removal system for VVERs: Effects of finned type heat exchanger tubes. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 108, no. 5, pp. 466–474.
 13. **Andrzejczyk R., Muszynski T.** Thermodynamic and geometrical characteristics of mixed convection heat transfer in the shell and coil tube heat exchanger with baffles. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 121, no. 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. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2008, vol. 44, no.3–4, 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. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2014, vol. 49, no. 11–12, pp. 773–779.
 16. **Jaluria Y.,** *Natural Convection. Heat and Mass Transfer.* Pergamon Press, U.K., 1980. [Jaluria Y. *Estestvennaya konveksiya: Teplo- i massoobmen.* Moscow, Mir, 1983. 400 p.]
 17. **Gebhart B., Jaluria Y., Mahajan R.L., Sammakia B.** *Buoyancy-induced flows and transport.* United States: N.p., 1988. [Gebhart B., Jaluria Y., Mahajan R.L., Sammakia B. *Svobodnokonvektivnye techeniya, teplo- i massoobmen*, book 1. Moscow, Mir, 1991. 678 p.]
 18. **Kuntysh V.B., Samorodov A.V., Samylov A.I.** Eksperimental'naya ustanovka i metodika issledovaniya teplootdachi puchkov iz orebrennykh trub pri smeshannoj konveksii vozdukh [Experimental setup and technique for studying the heat transfer of bundles from finned tubes at air mixed convection]. *Okhrana okruzhayushhej sredy i ratsional'noe ispol'zovanie prirodnnykh resursov – Environmental protection and rational use of natural resources.* Arkhangel'sk, 1998, no. 4, pp. 139–149.
 19. **Artemov V.I., Yan'kov G.G., Zorin V.M., Shamarov A.S.** Simulation of processes in the air heat exchanger of the system for emergency cooling of a BN-800 reactor Installation. *Thermal Engineering*, 2004, vol. 51, no. 3, pp. 202.
 20. **Sukhotskij A.B., Farafontov V.N., Filatov S.O., Sidorik G.S.** Razrabotka stenda i issledovanie svobodnoj konveksii odinochnoj orebrennoj trubyy pri razlichnykh uglakh naklona [Stand development and research of free convection for single finned tube for different rake angle]. *Trudy BGTU. Ser. I. Lesn. khoz-vo, prirodoop'z. i pererabotka vozobn. res.– Proceedings of Belarusian State Technological University, Series I. Forestry, nature management and processing of renewable resources.* 2017, no. 1 (192), pp. 169–175.
 21. **Samorodov A.V.** *Sovershenstvovanie metodiki teplovogo rascheta i proektirovaniya apparatov vozdušnogo okhlazhdeniya s shakhmatnymi orebrennymi puchkami* [Improvement of the method of thermal calculation and design of air cooling units with staggered finned bunches. Candidate of Technical Sciences diss. 05.14.14], 1999. 22 p.
 22. **Sukhotskij A.B., Sidorik G.S.** Intensifikatsiya svobodnoj konveksii v odnoryadnom orebrenom puchke v apparatakh vozdušnogo okhlazhdeniya [Intensification of free convection in a single row finned bunch in air cooler heat exchangers]. *Trudy BGTU. Seriya 2. Khim. tekhnol., biotekhn., geoekolog.– Proceedings of Belarusian State Technological University, Series 2. Chemical technology, biotechnology, geoecology*, 2017, no.1 (193), pp. 68–74.
 23. **Sidorik G.S.** Vliyanie opredelyayushhej temperatury na teplootdachu vozdukhookhlazhdaemogo teploobmennika pri smeshannoj konveksii [The influence of the determining temperature on the heat transfer of the air-cooled heat exchanger with mixed convection]. *Sb. mat. konf. «Lomonosovskie nauchnye chteniya studentov, aspirantov i molodykh uchenykh – 2017» – Proceedings of XXIV International Conference of Students, Postgraduate Students and Young Scientists “Lomonosov-2017”*, 2017, pp. 536–540.
 24. **Sukhotskij A.B., Sidorik G.S.** Povyshenie energo-ehffektivnosti teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya [Improving the energy efficiency of air-cooled heat exchangers]. *Sb. nauch. trudov VI Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferentsii molodykh uchenykh i spetsialistov «Innovatsionnye puti modernizatsii bazovykh otraslej promyshlennosti, ehnergo- i resursosberezhenie, okhrana okruzhayushhej prirodnoj sredy»*, 22–23 marta 2017, Khar'kov – *Proceedings of the VI International Scientific and Practical Conference of Young Scientists and Specialists “Innovative Ways to Modernize the Basic Industries, Energy and Resource Saving, Environmental Protection”*, 2017, pp. 25–30.