

УДК 532.517

А. Г. Абрамов<sup>1</sup>, Е. С. Данильчик<sup>2</sup>, М. А. Засимова<sup>1</sup>, Г. С. Маршалова<sup>2,3</sup>,  
А. А. Пожилов<sup>1</sup>, Е. М. Смирнов<sup>1</sup>, А. Б. Сухойцкий<sup>3</sup>

## ВЛИЯНИЕ ВЫТЯЖНОЙ ШАХТЫ С РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫМИ ПЕРЕГОРОДКАМИ НА ТЕПЛООБМЕН ПРИ ТЕРМОГРАВИТАЦИОННОМ ТЕЧЕНИИ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ДВУХРЯДНЫЙ ПУЧОК ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ

*Представлены результаты исследования влияния вытяжной шахты на локальный и интегральный теплообмен при термогравитационном течении воздуха через двухрядный пучок горизонтальных оребренных труб. Эксперименты по измерению интегральной теплоотдачи были выполнены для двух конфигураций с фиксированными геометрическими параметрами пучка: с размещением над пучком вытяжной шахты высотой, на порядок превышающей диаметр ребер, и без вытяжной шахты. Трехмерное численное моделирование проведено на основе решения нестационарных уравнений Навье–Стокса, в предположении периодичности течения с шагом установки ребер. Получены согласованные данные расчетов и экспериментов по значениям интегрального числа Нуссельта, показывающие, что установка вытяжной шахты влечет за собой увеличение числа Нуссельта до пяти раз. По результатам численного моделирования выполнен анализ структуры течения в межреберном пространстве и локальных характеристик теплоотдачи.*

**Ключевые слова:** термогравитационное течение воздуха, оребренные трубы, двухрядный трубный пучок, вытяжная шахта, теплообмен.

**Введение.** Аппараты и теплообменники воздушного охлаждения (ТВО) разнообразных конструкций, функционального назначения и энергетической эффективности применяются во многих отраслях промышленности и в быту [1–3]. Расширение практического использования теплоотводящих устройств данного типа обосновывается их экологичностью, широким диапазоном рабочих температур, повсеместной и неограниченной доступностью охлаждающей среды, а также проблемами с коррозией и очисткой, которые возникают при использовании в качестве хладагента воды.

Основным конструктивным элементом ТВО является теплообменная секция в виде трубного пучка, который может иметь разную пространственную ориентацию и компоноваться с образованием одного, а чаще нескольких рядов труб с шахматным или коридорным расположением. Повышение эффективности ТВО достигается при многократном увеличении площади наружной поверхности труб путем нанесения внешнего оребрения.

Обтекание трубного пучка может происходить в условиях вынужденной, свободной или смешанной конвекции. Наиболее распространены ТВО, эксплуатируемые при вынужденно-конвективном режиме, который обеспечивает наилучшие характеристики теплоотдачи. Вместе с тем при работе ТВО в условиях свободной конвекции не требуется применять специальные меры для поддержания и регулирования потока охладителя вентиляторами, что способствует энергосбережению и уменьшению шумового воздействия на окружающую среду. Тепловая мощность ТВО с естественно-конвективным теплоотводом может быть повышена установкой над трубным пучком вытяжной шахты.

На протяжении долгого времени при проведении исследований, формирующих основы расчета и проектирования ТВО, использовались преимущественно инженерные подходы, базирующиеся на накопленном обширном эмпирическом материале по теплоаэродинамическим характеристикам труб и пучков [1, 2].

---

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29; э-почта: zasimova\_ma@spbstu.ru; <sup>2</sup>УО "Белорусский государственный технологический университет". Беларусь, 220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а; <sup>3</sup>Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. 220072, г. Минск, ул. П. Бровки, 15. Поступила 06.11.2024.

Применительно к проблеме расчета ТВО, работающих в условиях свободной конвекции, основной задачей являлась формулировка аналитических или полуэмпирических выражений для оценки среднего коэффициента теплоотдачи (или числа Нуссельта (Nusselt)  $Nu$ ) в зависимости от числа Релея (Rayleigh)  $Ra$  (или Грасгофа (Grashof)  $Gr$ ), геометрических параметров трубных конфигураций и оребрения. В последние десятилетия получили развитие экспериментальные методики, а также приближающиеся к ним по достоверности и обладающие повышенной информативностью результатов методы численного моделирования.

Аналитические работы, эксперименты и обобщения имеющихся данных по обозначенной проблеме систематически проводятся, начиная с середины прошлого века, в большей мере для одиночных оребренных труб (например, [4–6]). На основе измерений предложены обобщенные критериальные уравнения для нахождения среднего числа Нуссельта в зависимости от геометрических параметров и числа Релея. В качестве геометрических параметров в соотношения включаются диаметры несущей трубы и ребер, расстояния между ребрами (или шаг), а также формируемые из них безразмерные комплексы [7].

Ряд экспериментальных исследований был посвящен пучкам, состоящим из промышленных оребренных труб и находящихся в относительно свободном пространстве [8–11]. В экспериментах в приближенных к практике условиях изучалось влияние на теплоотдачу перепада температуры между поверхностью труб и окружающим воздухом, продольных и поперечных расстояний между трубами, числа трубных рядов и расположения ряда, угла наклона труб, коэффициента оребрения.

Влияние вытяжной шахты на теплообмен при термогравитационном течении воздуха через одно- и многорядные пучки оребренных труб со спиральными ребрами экспериментально изучалось в работах [12–14]. Трубы имели коэффициент оребрения 21, диаметр труб и ребер составлял 26 и 56 мм, шаг ребра 2,43 мм. В частности, в работе [12] объектом изучения был двухрядный пучок с равносторонней компоновкой труб. Было установлено, что теплоотдача при установке над пучком вытяжной шахты в несколько раз превышает измеренную теплоотдачу при отсутствии шахты. Показана эффективность установки в вытяжной шахте вертикальных перегородок; предложены экспериментальные зависимости  $Nu$  от  $Gr$  для каждого ряда труб при организации течения через пучок с вытяжной шахтой и без нее. В работах [13, 14] рассматриваются вопросы повышения эффективности ТВО путем оптимизации высоты ребер и поперечного шага труб в пучках с разным числом рядов и коэффициентом оребрения. Приводятся экспериментальные данные по влиянию на теплоотдачу геометрических параметров оребрения, расстояния между трубами, числа рядов, угла наклона труб, высоты и формы выходного сечения вытяжной шахты.

В работе [15] представлены результаты экспериментов для многорядных шахматных пучков плоскоовальных труб с различной формой оребрения, размещенных в высокой (6,5 м) вытяжной трубе. Размеры большой и малой осей труб составляли 30 и 15 мм, ребра имели высоту 17 мм и устанавливались с шагом 5 мм. Продольный и поперечный шаги труб составляли 68 и 53 мм. Показано, что двухрядная конфигурация обеспечивает более высокую тепловую мощность в сравнении с трехрядной, с доминированием вклада нижнего ряда. Предложена корреляционная зависимость для  $Nu$  как функции от чисел Релея  $Ra$  и Прандтля (Prandtl)  $Pr$ , учитывающая также влияние конструкции пучка и номера ряда.

Методы вычислительной гидродинамики стали применяться к задачам термогравитационного течения воздуха в пучках оребренных труб относительно недавно. Расчеты проводились преимущественно для случая одиночных оребренных труб и в стационарной постановке [16–18]. Численное моделирование выполнялось с применением коммерческих кодов (ANSYS Fluent/CFX), а также открытого пакета OpenFOAM с использованием схем пространственной дискретизации второго порядка при типичном размере расчетных сеток 0,5–2 млн ячеек. В расчетах варьировались значения режимных критериев подобия и геометрических параметров труб и ребер. Акцент делался на возможную последующую оптимизацию конструктивных решений и условий эксплуатации для улучшения теплоотводящих свойств с учетом перепада температур, диаметра труб и ребер и расстояния между ребрами.

Число опубликованных работ, посвященных численному моделированию течения и теплообмена через трубные пучки с вытяжной шахтой, крайне мало. В работах [19, 20] представлены результаты трехмерного моделирования для многорядных пучков, расположенных в нижней части шахты и сконструированных



из труб с разной формой поперечных ребер (круглых и овальных). Стационарные расчеты с учетом предположенной возможности перехода в шахте к турбулентному режиму движения воздуха проводились на основе метода RANS- (Reynolds Averaged Navier–Stokes) и SST- (Shear Stress Transport) модели турбулентности на сетках, содержащих около 4 млн элементов; использовался пакет ANSYS CFX. Варьировались разность температур, количество рядов и расстояние между трубами, а также высота шахты. Расчеты для случая овальных ребер [19] показали, в частности, что увеличение высоты шахты от 2 до 16 м приводит к росту  $Nu$  более чем на 30%. Была также определена оптимальная высота шахты (11 м): при дальнейшем увеличении высоты ее влияние на характеристики теплоотдачи становится несущественным.

Таким образом, объем данных, характеризующих влияние вытяжной шахты на тепловые процессы в пучках горизонтальных оребренных труб, весьма ограничен. Вместе с тем актуальность и практическая значимость исследований по рассматриваемой проблеме проистекает из необходимости интенсификации теплообмена в условиях термогравитационной конвекции при ощутимом повышении тепловой мощности ТВО такого класса.

В настоящей работе представляются результаты экспериментального и численного исследования влияния вытяжной шахты на течение и теплообмен в двухрядном пучке с относительно тесным поперечным кольцевым оребрением. Рассмотрены две конфигурации — без шахты и с шахтой, которая по высоте в девять раз превосходит диаметр оребрения и содержит внутренние вертикальные (разделительные) перегородки. Проводится сопоставление чисел Нуссельта (в зависимости от числа Грасгофа), полученных в настоящих расчетах при решении трехмерных уравнений Навье–Стокса (Navier–Stokes) и в экспериментах [12]. По результатам численного моделирования выполняется анализ структуры течения в межреберном пространстве и локальных характеристик теплоотдачи.

**Геометрические характеристики экспериментальных конфигураций.** Рассматриваются течение и теплообмен в горизонтальном пучке, состоящем из двух рядов оребренных труб (индекс  $j$  — номер ряда,  $j = 1, 2$ ), которые расположены в шахматном порядке (рис. 1, а). Геометрические параметры пучка

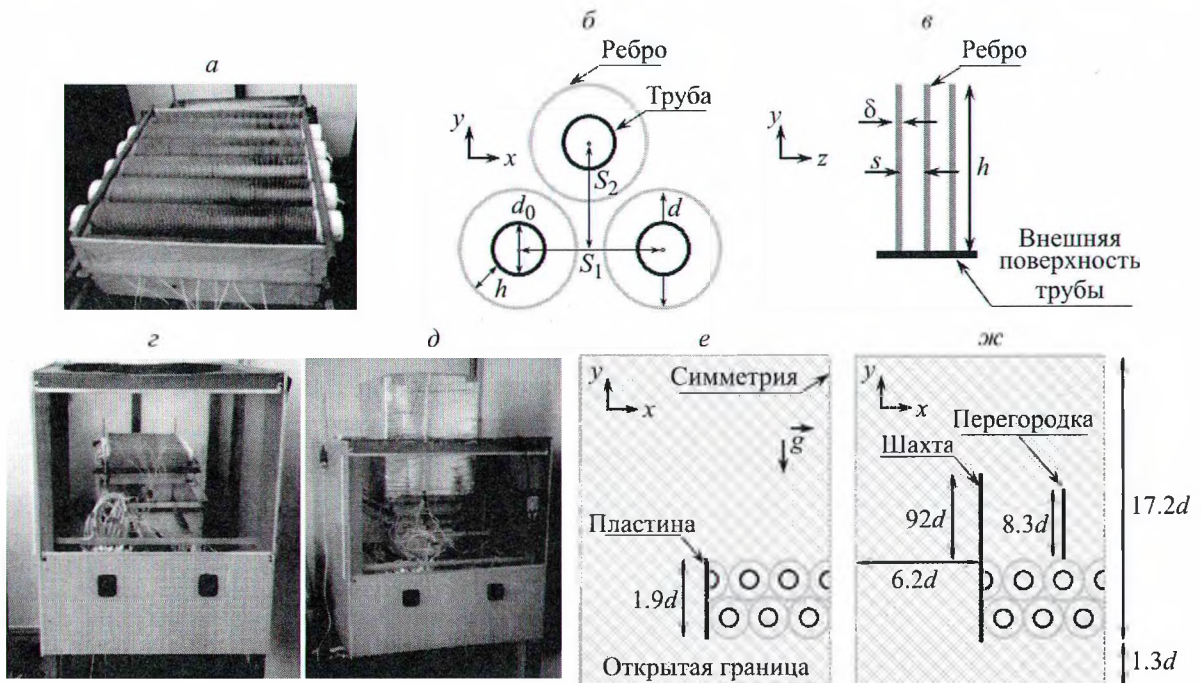


Рис. 1. Общий вид двухрядного пучка труб (а); геометрические характеристики пучка (б, в); фотографии экспериментальной установки для проведения измерений без шахты (г) и с шахтой (д); схемы расчетных областей для моделирования конвекции в конфигурациях без шахты (е) и с шахтой (жс)

Для выполнения расчетов использовался пакет ANSYS Fluent 2019 R3. Расчеты на неструктурированных сетках с гексаэдральными элементами проводились со вторым порядком точности по пространству и времени; для аппроксимации конвективных потоков использовалась противопоточная схема второго порядка. Расчетные сетки включали около 350 тыс. ячеек, достаточность размерности данной сетки была установлена в результате исследования сеточной чувствительности решения. Шаг по времени принимался равным 0.02 с, что составляет около 0.1 характерных времен, оцениваемых по скорости плавучести  $V_b = (g\epsilon_T d_0)^{0.5}$ , где параметр плавучести равен  $\epsilon_T = \Delta T/T_0$ . Продолжительность выборок, соответствующих статистически установившемуся режиму течения, составляла около 200 с, что для всех вариантов превышало 1000 характерных времен.

**Результаты расчетов и обсуждение.** Приводимые ниже результаты относятся к осредненным по времени параметрам течения и характеристикам теплообмена.

Структура течения, рассчитанная для двух конфигураций при задании в обоих случаях перепада температур  $T_1 - T_0 = 60^\circ\text{C}$ , иллюстрируется на рис. 2. В сечении, проходящем через срединное сечение межреберного пространства, показаны линии тока, поля модуля безразмерной скорости, отнесенной к скорости плавучести  $V_b = 0.27$  м/с, а также поля безразмерной температуры  $T^* = (T - T_0)/(T_2 - T_0)$ . Значения числа Грасгофа для этих вариантов близки к  $2 \cdot 10^5$ , при этом перепад температур  $T_2 - T_0$  составляет  $102^\circ\text{C}$  в случае без шахты и  $107^\circ\text{C}$  для варианта с шахтой.

Видно, что под действием сил плавучести воздух протекает через межтрубное и межреберное пространство пучка, формируя восходящее подъемное течение. Локальные максимумы скорости наблюдаются в зазорах между трубами, при этом в межреберном пространстве значения скорости существенно ниже (в 2 и более раз).

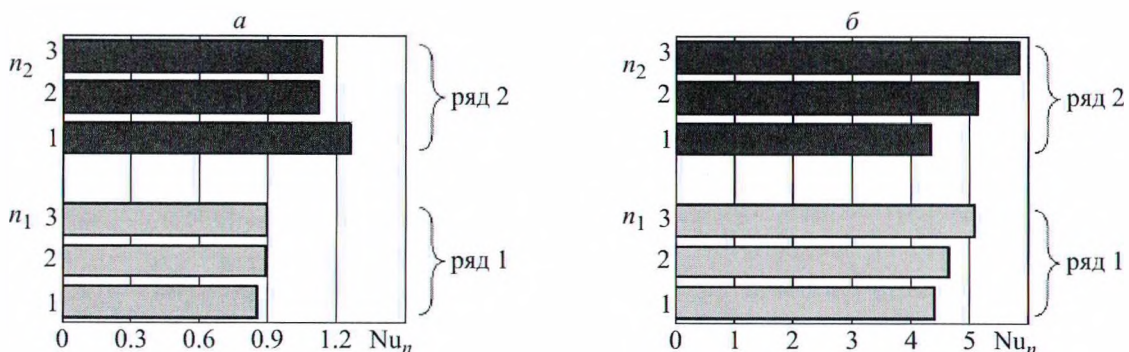


Рис. 4. Интегральные значения числа Нуссельта, вычисленные для каждой из труб при  $Gr = 2 \cdot 10^5$ : вариант без шахты (а) и с шахтой (б)

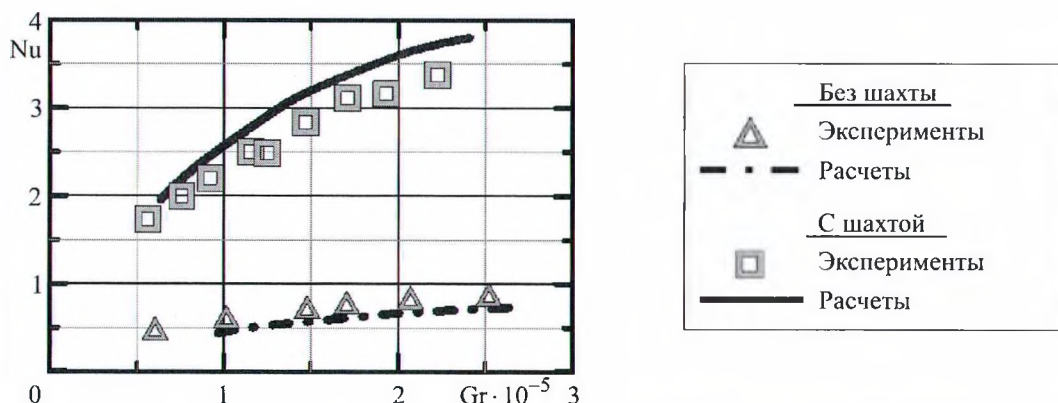


Рис. 5. Расчетные и экспериментальные зависимости среднего по трубам  $n_{1,2} = 3$  числа Нуссельта от числа Грасгофа



В случае варианта без шахты над пучком формируется тепловой факел, сконцентрированный у плоскости симметрии пучка. Среднерасходная скорость на входе в пучок  $V_{in}$  составляет около  $0.092V_b$ , при этом максимальные значения скорости в пучке не превышают  $V_b$ . Число Рейнольдса (Reynolds), оцениваемое по формуле  $Re = V_{in}d_0/\nu$ , составляет 41. При наличии шахты течение через пучок существенно интенсивнее, как и ожидалось в области над пучком, менее сконцентрировано — у плоскости симметрии. В этом случае среднерасходная скорость на входе в пучок  $V_{in} = 0.47V_b$ , а число Рейнольдса  $Re = 210$ . Максимальные значения скорости в пучке существенно превышают  $V_b$ .

Анализ расчетных данных для варианта без шахты показывает, что изменение температуры вдоль оси трубы (поперек межреберного пространства) пренебрежимо мало. Температура воздуха в межреберном пространстве близка к температуре основания несущей трубы (отличие не более  $0.5^\circ\text{C}$  в нижней части ребра). Изменение температуры в пучке прослеживается лишь в межтрубных зазорах. В варианте с шахтой в нижней области ребер второго ряда труб участок с существенным отличием температуры воздуха в межреберном пространстве от температуры стенки занимает около половины высоты ребра. При этом температура на поверхности ребра в месте натекания отличается на  $3.4^\circ\text{C}$  от температуры несущей трубы.

На рис. 3 приведены распределения значений локального числа Нуссельта  $Nu_{loc} = q_{w,loc}d_0/\lambda(T_s - T_{ref})$  по поверхности ребер, рассчитанные при  $Gr = 2 \cdot 10^5$  для двух вариантов задачи. Коэффициент теплопроводности рассчитывался по температуре окружающей среды (принималось значение  $\lambda = 0.0261 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ). В качестве характерной температуры  $T_{ref}$  воздушного потока, набегающего на трубы первого ряда, принималось значение температуры окружающей среды  $T_0$ , а для второго ряда — средне-массовая температура потока в зазоре между рядами труб, которая оценивалась из балансового соотношения по формуле  $T_{ref} = Q_1/(C_p G) + T_0$ , где  $Q_1$  — общий теплосъем с первого ряда пучка,  $G$  — расход, проходящий через пучок.

Анализ приведенных на рис. 3 данных позволяет заключить, что в случае без шахты эффективность использования ребер очень низкая: теплосъем в основном осуществляется с периферии ребер. В случае с шахтой ситуация заметно улучшается, однако и в этом случае процент "работающей" поверхности ребер невысок, составляя 15–25% в зависимости от положения трубы.

На рис. 4 показаны интегральные значения числа Нуссельта  $Nu_n$ , рассчитанные при  $Gr = 2 \cdot 10^5$  для каждой из обогреваемых труб. Эти значения вычислены по формуле  $Nu_n = \langle q_{w,n} \rangle d_0 / \lambda (T_j - T_{ref})$ ,  $j = 1, 2$ , где  $\langle q_{w,n} \rangle$  — осредненный по поверхности труб тепловой поток. Видно, что наибольшее изменение  $Nu_n$  по второму ряду труб в случае варианта с шахтой составляет 25% (относительно значения для центральной трубы): для крайней трубы значение  $Nu_n$  ниже, чем для центральной. В противоположность этому в случае без шахты крайняя труба второго ряда работает несколько эффективнее (на 15%). В целом же установка шахты приводит к существенному увеличению осредненного по поверхности труб коэффициента теплоотдачи.

На рис. 5 для исследованного диапазона значений числа Грасгофа приведены результаты расчетов и экспериментов по определению числа Нуссельта, среднего по двум центральным трубам (служивших в эксперименте калориметрами,  $n_{1,2} = 3$ ). Согласно [12], это число определялось как  $Nu = q_w d_0 / \lambda (T_w - T_0)$ , где, как и ранее,  $T_w = 0.5(T_1 + T_2)$ , а тепловой поток рассчитывается как  $q_w = 0.5(\langle q_{w,3} \rangle_{j=1} + \langle q_{w,3} \rangle_{j=2})$ . Из представленного сопоставления можно заключить, что в целом получена вполне удовлетворительная согласованность расчетных и экспериментальных данных: различия не превышают 15%. Можно видеть также, что в рассмотренном диапазоне изменения  $Gr$  установка вытяжной шахты с вертикальными перегородками позволила увеличить теплоотдачу двухрядного пучка до пяти раз.

**Заключение.** Получены новые данные о влиянии вытяжной шахты с внутренними вертикальными перегородками на локальный теплообмен и структуру термогравитационного течения, формирующегося при прохождении воздухом двухрядного пучка, состоящего из расположенных в шахматном порядке горизонтальных оребренных труб. Данные по интегральной теплоотдаче, полученные в экспериментах и расчетах с охватом диапазона чисел Грасгофа порядка  $10^4$ – $10^5$ , находятся в хорошем согласии и указывают на существенную интенсификацию течения и теплообмена (до пяти раз) при установке вытяжной шахты, высота которой на порядок превосходит диаметр оребрения.

Показано, что для двухрядного пучка, собранного из небольшого числа труб в каждом ряду, средний коэффициент теплоотдачи с поверхности отдельных труб ряда может существенно отличаться. Так, для варианта без шахты теплоотдача от центральной трубы второго ряда исследованного пучка ниже, чем от крайней (боковой) на 15%, а в случае с шахтой, наоборот, выше на 25%. В случае без шахты эффективность использования ребер принятых размеров и шага установки очень низкая: теплосъем в основном осуществляется с периферии ребер. В случае с шахтой ситуация заметно улучшается, однако и в этом случае доля поверхности ребер, вносящая вклад в интенсификацию, невысока: при значениях числа Грасгофа порядка  $10^5$  она составляет лишь 15–25% в зависимости от положения трубы.

Исследование выполнено за счет средств гранта Российского научного фонда (№ 24-49-10003, <https://rscf.ru/project/24-49-10003/>) совместно с Белорусским республиканским фондом фундаментальных исследований (грант № Т23РНФМ-005). Расчеты проведены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра "Политехнический" Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (<https://scc.spbstu.ru>).

### Обозначения

$C_p$  — удельная теплоемкость, Дж/(кг · К);  $d$  — диаметр ребра, мм;  $d_0$  — диаметр внешней поверхности несущей трубы, мм;  $F$  — площадь теплоотдающей поверхности трубы, м<sup>2</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $G$  — расход, проходящий через пучок, кг/с;  $Gr$  — число Грасгофа;  $H$  — высота вытяжной шахты, мм;  $h$  — высота ребра, мм;  $L$  — длина оребренной трубы, м;  $N_j$  — число труб в ряду  $j$ ;  $Nu$  — число Нуссельта;  $Nu_{loc}$  — локальное число Нуссельта;  $Nu_n$  — интегральное число Нуссельта;  $n_j$  — номер трубы в ряду;  $Q$  — мощность, Вт;  $Q_j$  — общий теплосъем с ряда  $j$ , Вт;  $q_w$  — тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  $q_{w,loc}$  — локальный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  $\langle q_{w,n} \rangle$  — осредненный по поверхности труб тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;  $Re$  — число Рейнольдса;  $S_{1,2}$  — поперечный и продольный шаги труб, мм;  $s$  — шаг ребра, мм;  $T$  — осредненная по времени температура, °С;  $T^*$  — безразмерная температура;  $T_s$  — локальная температура на поверхности ребра, °С;  $T_{ref}$  — характерная температура, °С;  $T_w$  — средняя температура, °С;  $T_j$  — температура на внешней поверхности несущих труб, °С;  $T_0$  — температура окружающего воздуха, °С;  $V$  — осредненная по времени величина скорости, м/с;  $V_b$  — скорость плавучести, м/с;  $V_{in}$  — среднерасходная скорость на входе в пучок, м/с;  $x, y, z$  — декартовы оси;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\beta$  — коэффициент теплового расширения, К<sup>-1</sup>;  $\Delta T$  — перепад температуры, °С;  $\delta$  — средняя толщина ребра, мм;  $\phi$  — коэффициент оребрения;  $\epsilon_T$  — параметр плавучести;  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\sigma_{1,2}$  — относительный поперечный и продольный шаг труб;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К). Индексы: 0 — окружающая среда; b — плавучесть; j — номер ряда; loc — локальный, loss — потери через торцы труб; total — полный; rad — лучистый; ref — характерный.

### Литература

1. Schlünder E. U. *Heat Exchanger Design Handbook*. London: Hemisphere Publishing, 1983.
2. Бессонный А. Н., Дрейцер Г. А., Кунтыш В. Б. и др. *Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник*. Санкт-Петербург: Недра, 1996.
3. Hewitt G. F. *Heat Exchanger Design Handbook*. Danbury, USA: Begell House, 2008.
4. Tsubouchi T., Masuda M. Natural convection heat transfer from horizontal cylinders with circular fins. *Proc. 6th Int. Heat Transf. Conf.* 1970. Paper NC 1.10.
5. Kayansayan N. Thermal characteristics of fin-and-tube heat exchanger cooled by natural convection. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1993. Vol. 7, Issue 3. Pp. 177–188.
6. Yıldız Ş., Yüncü H. An experimental investigation on performance of annular fins on a horizontal cylinder in free convection heat transfer. *Heat Mass Transf.* 2004. Vol. 40. Pp. 239–251.
7. Маршалова Г. С., Сухоцкий А. Б., Кунтыш В. Б. Свободно-конвективный теплообмен на круглоребристых трубах и пучках из них. *Инженерно-физический журнал*. 2023. Т. 96, № 4. С. 1091–1105.
8. Кунтыш В. Б., Самородов А. В. Исследование влияния угла наклона круглоребристых труб на свободно-конвективный теплообмен шахматного пучка в неограниченном объеме воздуха. *Инженерно-физический журнал*. 2010. Т. 83, № 2. С. 338–344.
9. Novozhilova A. V., Maryna Z. G., Samorodov A. V., Lvov E. A. Research of heat transfer of staggered horizontal bundles of finned tubes at free air convection. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2017. Vol. 891. Article ID 012056.
10. Данильчик Е. С., Сухоцкий А. Б., Кунтыш В. Б. Экспериментальные исследования эффективности одно-рядного пучка из биметаллических оребренных труб с различной высотой оребрения при свободно-конвективном теплообмене с воздухом. *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2020. Т. 22, № 5. С. 128–141.



11. Данильчик Е. С., Маршалова Г. С., Сухоцкий А. Б. Свободно-конвективный теплообмен на многорядных пучках оребренных труб с круглыми ребрами. *Инженерно-физический журнал*. 2024. Т. 97, № 3. С. 814–825.
12. Сухоцкий А. Б., Сидорик Г. С. Особенности гравитационного течения нагретого воздуха в вытяжной шахте над оребренным пучком. *Тепловые процессы в технике*. 2018. Т. 10, № 1–2. С. 62–70.
13. Sukhotskii A. B., Marshalova G. S., Zditovetskaya S. V., Danil'chik E. S. Study of free-convective heat exchange of air-coolable finned tube bundles intensified by exhaust shaft. *Chem. Pet. Eng.* 2021. Vol. 57. Pp. 280–287.
14. Сухоцкий А. Б., Данильчик Е. С. Экспериментальное исследование свободно-конвективного теплообмена однорядных пучков из труб со спиральными алюминиевыми ребрами разной высоты в потоке воздуха, интенсифицированного вытяжной шахтой. *Инженерно-физический журнал*. 2023. Т. 96, № 2. С. 383–391.
15. Unger S., Beyer M., Pietruske H., et al. Natural convection heat transfer performance of additively manufactured tube bundle heat exchangers with novel fin design. *Heat Mass Transf.* 2021. Vol. 57. Pp. 1193–1203.
16. Kumar A., Josh Y. B., Nayak A. K., Vijayan P. K. 3D CFD simulations of air cooled condenser-II: Natural draft around a single finned tube kept in a small chimney. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2016. Vol. 92. Pp. 507–522.
17. Senapati J. R., Dash S. K., Roy S. Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2016. Vol. 96. Pp. 330–345.
18. Wong S. C., Lee W. Y. Numerical study on the natural convection from horizontal finned tubes with small and large fin temperature variations. *Int. J. Therm. Sci.* 2019. Vol. 138. Pp. 116–123.
19. Unger S., Krepper E., Hampel U. Numerical analysis of heat exchanger designs for passive spent fuel pool cooling to ambient air. *Nucl. Eng. Des.* 2018. Vol. 333. Pp. 224–234.
20. Unger S., Krepper E., Beyer M., Hampel U. Numerical optimization of a finned tube bundle heat exchanger arrangement for passive spent fuel pool cooling to ambient air. *Nucl. Eng. Des.* 2020. Vol. 361(2). Article ID 110549.