

## ОБЗОРЫ

УДК 536.25

*Г. С. Маршалова<sup>1,2,3</sup>, А. Б. Сухоцкий<sup>2,3</sup>, В. Б. Кунтыи<sup>2</sup>***СВОБОДНО-КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН  
НА КРУГЛОРЕБРИСТЫХ ТРУБАХ И ПУЧКАХ ИЗ НИХ**

*Применение воздухоохлаждаемых теплообменников в различных отраслях промышленности находит все более активное распространение благодаря их экологичности и отсутствию потребности в охлаждающей воде. Воздухоохлаждаемые теплообменники из круглоребристых труб широко используются в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей, газовой и пищевой промышленности, и также на автомобильных газонаполнительных компрессорных станциях, в тепло- и электроэнергетике, в холодильной технике, на атомных станциях.*

*Тепловая мощность воздухоохлаждаемых теплообменников во многом определяется характеристиками движения потока охлаждающего воздуха через него, который может быть организован с потреблением электроэнергии посредством вентилятора или в энергосберегающем режиме — свободной конвекцией. К сожалению, область температур окружающего воздуха, при которых возможно применение воздухоохлаждаемых теплообменников в условиях свободной конвекции, ограничена. Низкая интенсивность теплообмена по сравнению с вынужденной конвекцией является основным недостатком свободно-конвективного режима, который обычно компенсируется увеличением теплоотдающей площади, а именно, оребрением поверхности теплообмена. При оснащении воздухоохлаждаемых теплообменников дополнительными устройствами, позволяющими интенсифицировать свободную конвекцию, теплопроизводительность теплообменника может быть значительно увеличена.*

*В статье представлен обзор экспериментальных и численных исследований свободно-конвективного теплообмена на воздухоохлаждаемых круглоребристых трубах и пучках из них.*

**Ключевые слова:** свободная конвекция, биметаллическая круглоребристая труба, теплообменный пучок, число Нуссельта, число Грасгофа, число Рэлея, аппарат воздушного охлаждения.

**Введение.** Долгое время исследования в области свободно-конвективного теплообмена считались мало актуальными. Осмысление важности данного процесса для разных областей науки, таких как климатология, химическая технология, теплоэнергетика, микроэлектроника, океанология и других, возникло только во второй половине XX века.

Обширные исследования теплоотдачи свободной конвекцией Б. Гебхарта, Й. Джалурии, Р. Махаджана и Б. Саммакия представлены в работе [1], в которой сделан акцент на физические механизмы, их математическое описание, анализ общих результатов, а также описание экспериментальных данных. Также Й. Джалурией в пособии по курсу тепло- и массообмена [2] отражены основные, рассмотренные в научной литературе случаи естественно-конвективных течений. Автор уделил большое внимание внешним задачам гравитационной конвекции, влиянию неустойчивости, нестационарности, а также переходу к турбулентности.

В последние годы происходило интенсивное развитие теоретических и экспериментальных исследований свободной конвекции, существенное расширение ее приложений как традиционных в теплоэнергетике,

<sup>1</sup>Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. 220072, г. Минск, ул. П. Бровки, 15; э-почта: akul@hmti.ac.by; <sup>2</sup>Белорусский государственный технологический университет. Беларусь, 220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а; э-почта: alk2905@mail.ru; <sup>3</sup>ФГБОУ ВО "Санкт-Петербургский государственный морской технический университет". Поступила 18.04.2022.

строительной технике, так и сравнительно новых в области аэрокосмической техники, технологии охраны окружающей среды [3].

Вопрос совершенствования конструкции пучков, состоящих из круглоребристых оребренных труб, аппаратов воздушного охлаждения (АВО) для работы в режиме свободной конвекции стал пристально изучаться в связи с постоянным увеличением парка данных аппаратов и повышения эффективности их работы [4]. В [5] отмечено, что основными эксплуатационными затратами АВО являются затраты на электроэнергию, потребляемую электродвигателями вентиляторов. В связи с этим одним из направлений повышения экономичности эксплуатации АВО было выбрано периодическое выключение вентиляторов при достаточно низких температурах воздуха, т. е. применение естественной тяги воздуха через теплообменные секции вместо вынужденной. В работе [6] отмечается, что при расчетной температуре воздуха и отключенных вентиляторах обеспечивается до 20–30% номинальной тепловой нагрузки аппарата, а при температурах ниже  $-25^{\circ}\text{C}$  обеспечивается полная номинальная нагрузка.

Поскольку при воздушном охлаждении для теплообменных аппаратов характерно существенное различие коэффициентов теплоотдачи воздуха и охлаждаемых или конденсируемых теплоносителей, то для компенсации этого явления в секциях АВО применяются внешне оребренные трубы с площадью наружной поверхности до 25 раз больше внутренней.

В настоящее время существует большое количество типов ребер для труб АВО. Однако считается, что более технологичными и практичными являются круглоребристые трубы, изготавливаемые из сплошной толстостенной трубы, с нарезными методом поперечной накатки ребрами (труба пропускается через ряд формовочных дисков для нарезки ребер) [7]. Данный процесс оребрения имеет высокую производительность, хорошо поддается автоматизации и механизации.

Важно отметить, что свободно-конвективный теплообмен является сложным процессом, особенно на оребренных поверхностях. Теоретические методы описания и расчета трудны, громоздки, а иногда и неосуществимы. Поэтому для расчета свободно-конвективной теплоотдачи принято использовать критерийные уравнения, полученные экспериментально.

Таким образом, в промышленности появился запрос на проведение экспериментальных исследований теплоотдачи оребренных пучков труб в режиме свободной конвекции, основными целями которых являются:

- 1) экспериментальная разработка универсальной зависимости для определения коэффициента теплоотдачи (числа Нуссельта);
- 2) определение оптимальных конструктивных параметров оребрения (межреберного шага, толщины и высоты ребра).

Для достижения первой цели необходимо подобрать оптимальный размер трубы и температуру для определения теплофизических свойств воздуха. К настоящему времени в научной литературе не сложилось единого мнения относительно корректного выбора определяющего размера и температуры для пучков из оребренных труб.

В работе [8] отмечено, что нет и не может быть универсальной определяющей температуры, которая бы автоматически учитывала зависимость теплоотдачи от изменения физических параметров, поэтому рекомендовано принимать такую температуру, которая в технических расчетах может быть легко определена. Для оребренных труб в качестве определяющих температур принимают температуру окружающего воздуха, температуру основания ребра, и также различные промежуточные температуры. В работе [9] был обстоятельно изучен вопрос выбора определяющей температуры. В результате исследования было установлено, что определяющей температурой при обработке экспериментальных данных по теплоотдаче в режиме свободной конвекции различных рядов пучка является температура пограничного слоя  $t_{\text{п}}$ ; для средней теплоотдачи пучка — температура стенки  $t_{\text{ст}}$  для коэффициентов вязкости  $\nu$ , теплопроводности  $\lambda$ , температуропроводности  $a$  и температура окружающего воздуха  $t_0$  для расчета коэффициента объемного расширения  $\beta$ .

Для решения второй задачи важно определиться, по какому параметру оптимизировать параметры оребрения: по удельному тепловому потоку  $Q_k/(\Delta t L)$ , Вт/(К · м) (значению конвективного потока  $Q_k$  на единицу перепада температур между температурой основания оребрения и температурой окружающей среды  $\Delta t$  на погонный метр трубы  $L$ ), по удельному объемному тепловому потоку  $Q_k/(\Delta t V)$ , Вт/(К · м<sup>3</sup>) (на единицу габаритного объема трубы) или по удельному массовому тепловому потоку  $Q_k/(\Delta t m)$ , Вт/(К · кг) (на единицу массы оребрения трубы).

**Одиночная труба.** Исследованиям теплоотдачи одиночной трубы со спиральными навитыми ребрами толщиной  $\Delta = 0.001$  м посвящена работа [10], по итогам которой получено обобщенное расчетное уравнение

$$Nu_s = 4.54(Gr_s \cdot 10^{-5})^{0.147} \left(\frac{h}{s}\right)^{-1.409} \left(\frac{d_0}{s}\right)^{-0.049}, \quad (1)$$

$$Gr_s = \frac{g\beta(T_{ст} - T_0)s^3}{\nu^2}, \quad (2)$$

где  $Nu = \alpha_{пр}s/\lambda$  — число Нуссельта;  $\alpha_{пр}$  — приведенный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $Gr_s$  — число Грасгофа;  $h$  — высота ребра, м;  $s$  — шаг ребра, м;  $d_0$  — диаметр трубы у основания ребра, м. Принятые параметры  $Gr_s = (0.1-0.58) \cdot 10^5$ ;  $h/s = 1.2-2.0$ ;  $d_0/s = 1.9-4.75$ ; коэффициент эффективности ребра  $E = 0.97-0.99$  [11]. Определяющей температурой была  $t_{ср} = 0.5(t_{ст} + t_0)$ , °С, определяющим размером —  $s$ , м.

В работе [12] обобщены данные по теплоотдаче в режиме свободной конвекции для одиночной горизонтально расположенной круглоребристой трубы с помощью уравнения

$$Nu_s = 1.256(Gr_s \cdot 10^{-5})^{0.316} \left(\frac{h}{s}\right)^{-1.197} \left(\frac{d_0}{s}\right)^{-0.208}. \quad (3)$$

Для расположения трубы под углом 45° автором работы предложено уравнение

$$Nu_s = 1.243(Gr_s \cdot 10^{-5})^{0.253} \left(\frac{h}{s}\right)^{-1.156} \left(\frac{d_0}{s}\right)^{-0.378}. \quad (4)$$

Уравнения (3) и (4) действительны в диапазонах  $Gr = (0.031-1.02) \cdot 10^5$ ;  $h/s = 0.485-4.45$ ;  $d_0/s = 0.75-1.36$ .

В статье [13] исследован свободноконвективный теплообмен для одиночных оребренных труб с параметрами  $d_0 = 0.03-0.056$  м, диаметром оребрения  $d = 0.05-0.11$  м,  $s = 0.00033-0.025$  м,  $\Delta = 0.0009-0.0015$  м из стали и алюминия. Экспериментальные данные с погрешностью  $\pm 10\%$  обобщены уравнением

$$Nu_{d_3} = 0.519 Ra_{d_3}^{0.25} M(1 - h_0/h), \quad (5)$$

$$Ra_{d_3} = \frac{g\beta(t_{ст} - t_0)d_3^3}{\nu a}, \quad (6)$$

где  $Ra_{d_3}$  — число Рэлея;  $M = 1.0093 + 0.15d_0/d$ ;  $h_0 = 0.0056$  м — гидродинамическая высота пограничного слоя;  $d_3$  — эквивалентный диаметр, м.

Формула действительна только для высоких ребер  $h > 5.6$  мм,  $0 < d_0/d < 0.67$ ,  $Ra_{d_3} = 10^3-10^6$ . В качестве характерного размера принят эквивалентный диаметр  $d_3 = (\pi/4)(d^2 - d_0^2)/d$ , м. При этом авторами не учитывался теплообмен излучением.

В трудах [14, 15] проведены экспериментальные исследования коэффициента теплоотдачи одиночных оребренных труб в режиме свободной конвекции. Опыты выполнены с оребренными трубами разной геометрии со следующими параметрами оребрения:  $d_0 = 0.028, 0.040, 0.043$  м;  $s = 0.003, 0.005, 0.007, 0.011, 0.014$  м;  $h = 0.015, 0.02, 0.025, 0.03, 0.04$  м;  $\Delta = 0.001$  м. Результаты были обобщены критериальным уравнением

$$\text{Nu}_{d_0} = C(\text{Gr}_{d_0}\text{Pr})^n, \quad (7)$$

где  $C = 0.024-0.096$ ,  $n = 0.25-0.42$  — коэффициенты для труб с  $\phi = 13-16$ ;  $\text{Pr}$  — число Прандля. Уравнение (7) применимо в диапазоне  $\text{Ra} = \text{Gr Pr} = (3-10) \cdot 10^4$ , определяющей температурой была температура пограничного слоя  $0.5(t_{\text{ст}} + t_0)$ .

Для круглоребристых горизонтальных труб [16] проведены экспериментальные исследования теплоотдачи свободной конвекцией к воздуху, в которых отдельно измерена теплопередача от торцов ребер и остальной поверхности ребренных труб. Соотношение, предложенное для теплоотдачи от торцов круглых ребер, имеет вид:

$$\text{Nu}_{s'} = C(\text{Ra}_{s'}^*)^{0.29}, \quad (8)$$

где  $C = (0.44 + 0.12\xi)$ ,  $\xi = d/d_0$ ;

$$\text{Ra}_{s'}^* = \frac{g\beta(t_{\text{ст}} - t_0)(s')^3}{\nu a} \left(\frac{s'}{d}\right), \quad (9)$$

где  $\beta$  — коэффициент объемного расширения,  $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ;  $s' = s - \Delta$  — расстояние между ребрами, м;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $a$  — коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Уравнение (8) действительно в интервалах  $2 < \text{Ra}_{s'}^* < 10^4$  и  $1.36 < \xi < 3.73$ . Определяющим размером для расчета чисел подобия в (8) является межреберное расстояние  $s'$ , определяющей температурой — температура пограничного слоя  $0.5(t_{\text{ст}} + t_0)$ .

Совместная теплоотдача от боковых поверхностей ребер и гладкой трубы-основания для высоких ребер ( $\xi > 1.67$ ) оценена следующим уравнением:

$$\text{Nu}_{s'} = \frac{\text{Ra}_{s'}^*}{12\pi} \left( 2 - \exp \left[ - \left( \frac{C}{\text{Ra}_{s'}^*} \right)^{3/4} \right] - \exp \left[ - \beta \left( \frac{C}{\text{Ra}_{s'}^*} \right)^{3/4} \right] \right), \quad (10)$$

$$C = \left[ \frac{23.7 - 1.1(1 + (152/\xi^2)^{0.5})}{1 + \beta} \right]^{4/3}, \quad (11)$$

где  $\beta = (0.17/\xi) + e^{-4.8/\xi}$ .

Для коротких ребер ( $1.0 < \xi < 1.67$ ) уравнение имеет вид

$$\text{Nu}_{s'} = C_0 \text{Ra}_0^P \left( 1 - \exp \left[ - \left( \frac{C_1}{\text{Ra}_0} \right)^{C_2} \right] \right)^{C_3}. \quad (12)$$

Здесь  $C_0 = -0.15 + 0.3/\xi + 0.32\xi^{-16}$ ;  $P = 0.25 + C_2C_3$ ;  $C_1 = -180 + 480/\xi - 1.4\xi^8$ ;  $C_2 = 0.04 + 0.9/\xi$ ;  $C_3 = 1.3(1 - \xi^{-1}) + 0.0017\xi^{12}$ ;  $\text{Ra}_0 = \text{Ra}_{s'}^*\xi$ . Определяющим размером для расчета чисел подобия в (10), (12) является  $s'$ , определяющей температурой —  $t_{\text{ст}}$ .

В [17] обобщены данные по теплоотдаче в режиме свободной конвекции для одиночной горизонтальной круглоребристой трубы:

$$\text{Nu}_{s'} = \frac{0.5756 \text{Ra}_{s'}^{**}}{6.264 + (\text{Ra}_{s'}^{**})^{0.7481}}, \quad (13)$$

$$\text{Ra}_{s'}^{**} = \frac{g\beta(t_{\text{ст}} - t_0)(s')^3}{\nu a} \left( \frac{s'}{d + d_0} \right). \quad (14)$$

Уравнение (13) действительно в интервалах  $1 < \text{Ra}_{s'}^{**} < 19 \cdot 10^3$ ,  $1.1 < d/d_0 < 7$  и  $0.0268 \leq s'/d_0 \leq 1$ .

В работе [18] исследовалась медная оребренная труба длиной  $l = 0.045$  м и диаметром  $d_0 = 0.016$  м с круглыми ребрами (толщина  $\Delta = 0.001$  м, расстояние между ребрами  $s' = 0.008$  м) различной высоты, которая уменьшалась с каждой серией опытов с  $h = 0.047$  м до  $h = 0.037$  и  $0.027$  м и, соответственно, с наружным диаметром  $d = 0.11$ ,  $0.09$  и  $0.07$  м. Для учета лучистой составляющей при экспериментальном исследовании свободно-конвективного теплообмена между исследуемой трубой и воздухом она покрывалась лакокрасочным покрытием со степенью черноты  $\epsilon_{\text{л}} = 0.95$ . При этом самого расчета для определения теплоотдачи излучением в работе не обнаружено, что завышает полученные результаты. Кроме того, в работе нет сведений о защите торцов труб от тепловых потерь. Для труб с  $d = 0.011$  и  $0.07$  м также проведены исследования распределения температур по образующей окружности ребра от основания оребрения до края ребер при увеличении тепловой нагрузки, подаваемой на трубу, с помощью тепловизора. Определено, что для труб с  $d = 0.011$  м температурный градиент имеет асимметричное распределение относительно центра, при этом в нижней части окружности градиент температур более или менее постоянен, но в верхней ее части он смещается больше к верхней кромке. Для труб с  $d = 0.07$  м температурный градиент практически равномерен во всех направлениях.

Полученные результаты аппроксимированы уравнением с отклонением, не превышающим  $\pm 6\%$ , в интервале чисел Рэлея  $5 \cdot 10^4 \leq Ra_{s'/d_0} \leq 5 \cdot 10^5$ , при расчете которых в качестве определяющей температуры принимались  $0.5(t_{\text{ст}} + t_0)$ , °С, а за определяющий диаметр —  $d_{\text{эф}} = d_0 + h$ , м:

$$Nu = 0.28 \left( Ra_{d_{\text{эф}}} \frac{s'}{d_0} \right)^{1/3} \quad (15)$$

В работах [19, 20] экспериментальные исследования влияния высоты ребра трубы на свободно-конвективный теплообмен в воздушном потоке проводились с помощью изменения диаметра трубы у основания ребра  $d_0 = 0.2, 0.15, 0.1$  и  $0.05$  м при различном шаге ребра  $s = 0.0125-0.2$  м ( $d/d_0 = 1.5, 2.0, 3.0$  и  $6$ ). Опыты проводились на качественно отполированном (для лучшего учета лучистых свойств) горизонтальном цилиндре с вертикально прилегающими круглыми медными ребрами толщиной  $\Delta = 0.002$  м и постоянным наружным диаметром  $d = 0.3$  м (ребра также были отполированы), который был на торцах изолирован пенопластом. В работе был проведен подробный учет лучистой составляющей, а также оценена эффективность медного ребра, которая при расчете опытных данных составила  $E = 0.85-0.9$ .

Полученные результаты аппроксимированы степенными уравнениями с точностью  $\pm 8\%$  в интервале чисел Рэлея  $Ra = (1-200) \cdot 10^5$  при определяющем размере  $d_0$ , м:

$$Nu = 0.81 Ra_{d_0}^{0.036}, \quad Ra_{d_0} = \frac{g\beta(t_{\text{ст}} - t_0)d_0^3}{\nu\alpha} \quad (16)$$

Определяющая температура для расчета числа Рэлея рассчитывается по формуле:

$$t_{\text{опр}} = t_{\text{ст}} - 0.38(t_{\text{ст}} - t_0) \quad (17)$$

В работе [21] изучался свободно-конвективный теплообмен горизонтальной оребренной трубы с круглыми стальными ребрами несколькими способами моделирования (определялся наилучший) и результаты сопоставлялись с экспериментальными данными. При моделировании исследовалось влияние диаметра оребрения в интервале  $3 \leq d/d_0 \leq 10$  ( $d_0 = 0.01$  м) при расстоянии между ребрами  $s' = 0.005-0.02$  м.

Авторами предложены уравнения подобия для расчета теплоотдачи при различных характерных размерах: в (18), (20) —  $s'$ , м; в (19), (21) —  $d$ , м:

при  $s' < 26.43d Ra_d^{-0.366}$

$$Nu_{s'} = 0.325 Ra_{s'}^{0.527}, \quad (18)$$

$$Nu_d = 2.26 Ra_d^{0.126}; \quad (19)$$

при  $s' > 26.43d Ra_d^{-0.366}$

$$Nu_{s'} = 4.07 Ra_{s'}^{0.024}, \quad (20)$$

$$Nu_d = 9.63 Ra_d^{0.0162}. \quad (21)$$

В численном исследовании [22] теплоотдача при свободной конвекции изучена для труб с параметрами  $d_0 = 25$  мм,  $d = 50$ – $125$  мм,  $L = 325$  мм,  $\Delta = 1$  мм в диапазонах  $d/d_0 = 2$ – $5$  и  $s'/d = 0.126$ – $5.84$ .

Для расчета теплоотдачи в режиме свободной конвекции авторами разработано следующее уравнение подобия:

$$Nu_{s'} = -3.827 + 0.047(Ra_{s'}^*)^{0.348} \xi^{0.173} + 1.039(Ra_{s'}^*)^{0.175} + 2.548\xi^{0.009}, \quad (22)$$

где  $\xi = d/d_0$ . Данное выражение действительно при  $5 \leq Ra_{s'}^* \leq 10^8$  и  $2 < \xi < 5$ . Определяющим размером для расчета чисел подобия было расстояние между ребрами  $s'$ , определяющей температурой —  $0.5(t_{ст} + t_0)$ .

В [23] авторами изучались биметаллические оребренные трубы с параметрами  $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l \times \delta = 0.056 \times 0.025 \times 0.014 \times 0.003 \times 0.00075 \times 0.3 \times 0.002$  м,  $\varphi = 15.25$ , расположенными под следующими углами к горизонтальной плоскости  $\gamma = 0, 30, 45, 60, 90^\circ$ . Определяющим размером авторами принят диаметр трубы у основания ребер  $d_0$ , определяющей температурой для расчета теплофизических параметров воздуха — средняя арифметическая температура стенки и окружающей среды  $0.5(t_{ст} + t_0)$ ,  $^\circ\text{C}$ . Результаты обобщены с помощью следующего критериального уравнения:

$$Nu_{d_0} = A Ra_{d_0}^n, \quad (23)$$

где  $A, n$  — коэффициенты, зависящие от геометрических параметров оребренной трубы.

Для одиночной трубы уравнение (23) действительно в интервале чисел Рейнольдса  $Ra = (4.4$ – $12.2) \cdot 10^4$ , а коэффициенты имеют следующие значения:  $A = 0.097$  и  $n = 0.25$ ,  $A = 0.0245$  и  $n = 0.358$ ,  $A = 0.003$  и  $n = 0.0532$ ,  $A = 0.03$  и  $n = 0.293$  для  $\gamma = 0, 30, 45, 60^\circ$  соответственно.

В случае вертикальной трубы уравнение (23), действительно в интервале  $Ra = (0.46$ – $12.2) \cdot 10^4$ , имеет вид:

$$Nu_{d_0} = 0.062 Ra_{d_0}^{0.27}. \quad (24)$$

Авторами установлено, что рост угла наклона ведет к уменьшению температурного напора, а следовательно, коэффициента теплоотдачи. Для  $\gamma = 30^\circ$  теплоотдача снизилась на 5–15%, для  $\gamma = 45^\circ$  — на 10–20%, для  $\gamma = 90^\circ$  — до двух раз.

В работе [24] изучалась одиночная оребренная труба в горизонтальном и вертикальном расположении. Экспериментальные исследования свободно-конвективного теплообмена проводились на биметаллических оребренных трубах с параметрами  $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l \times \delta = 0.070 \times 0.041 \times 0.0147 \times 0.003 \times 0.0007 \times 0.4 \times 0.002$  м,  $\varphi = 14.5$ . Полученные результаты для одиночной трубы были обобщены с помощью уравнения (23) со следующими коэффициентами: в случае одиночной горизонтальной трубы —  $A = 0.0072$  и  $n = 0.41$ , для вертикальной трубы —  $A = 0.0187$  и  $n = 0.28$ . За определяющий размер также принимался  $d_0$ , за определяющую температуру —  $t_0$ .

Исследованиям теплоотдачи одиночной трубы при различных углах наклона в режиме свободной конвекции посвящена работа [25]. Авторами проведены экспериментальные исследования теплоотдачи оребренной трубы различной высоты  $h/s$  при различных углах наклона  $\gamma = 0, 15, 30, 45, 60$  и  $90^\circ$  к горизонтальной плоскости. В качестве объекта исследования выбрана биметаллическая оребренная труба следующих параметров (I тип):  $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 56 \times 26 \times 15 \times 2.5 \times 0.5 \times 300$  мм. Для изменения высоты оребрения трубы ее ребра стачивались с помощью шлифования с образованием новых типов труб: II тип —  $h = 12.0$  мм,  $d = 50.8$  мм,  $\varphi = 15.1$  ( $h/s = 4.80$ ), III тип —  $h = 8.0$  мм,  $d = 42.8$  мм,  $\varphi = 9.4$  ( $h/s = 3.20$ ), IV тип —  $h = 4.1$  мм,  $d = 35.0$  мм,  $\varphi = 4.8$  ( $h/s = 1.64$ ), V тип —  $h = 2.0$  мм,  $d = 30.8$  мм,  $\varphi = 2.8$  ( $h/s = 0.80$ ), VI тип —  $h = 0$ – $0.2$  мм,  $d = 26.8$  мм,  $\varphi = 1$  (гладкая труба). В результате экспериментальных исследований

выяснено, что для экономии габаритного пространства, занимаемого теплообменными аппаратами, из всех типов исследованных труб могут быть собраны теплообменные секции аппаратов (режим свободной конвекции воздуха) при угле наклона труб  $\gamma = 15\text{--}30^\circ$  к горизонтальной плоскости.

Таким образом, для расчета теплоотдачи одиночной оребренной трубы в режиме свободной конвекции проведены обширные экспериментальные и численные исследования, которые позволили разработать уравнения подобия при различных геометрических параметрах труб.

**Влияние геометрических параметров оребрения и трубы.** В исследовании [26] для  $0.004 < s' < 0.09$  м,  $0 < t_{\text{ст}} < 200^\circ\text{C}$  установлен рост теплоотдачи с увеличением расстояния между ребрами при  $s' \leq 0.07$  м, однако при  $s' > 0.07$  м дальнейшее увеличение шага не оказывает на нее влияния. При этом расстояние между ребрами по сравнению с их высотой оказывает большее влияние на коэффициент теплоотдачи.

В [27] решена задача оптимизации размеров радиатора — горизонтальной трубы с кольцевыми ребрами — при свободной конвекции воздуха. Численно определены зависимости параметров оребрения от заданного объема материала ребер на единицу длины трубы, при которых отводимый тепловой поток максимален. Расчеты проведены для оребренных труб из меди, алюминия и нержавеющей стали диаметром  $d_0 = 25\text{--}50$  мм. Оптимальное значение параметра  $Ra_{s'}(s'/d)$  для труб из меди и алюминия составляет примерно 60, а для труб из нержавеющей стали — примерно 72 (физические свойства жидкости определяются по температуре несущей стенки трубы  $t_{\text{ст}}$ ).

В работах [19, 20] обнаружено, что в исследуемом интервале  $0.25 \leq s'/d_0 \leq 1$  при увеличении соотношения диаметров (увеличении высоты ребра) интенсивность теплоотдачи увеличивается, что в основном объясняется движением восходящего пограничного слоя, вызванного ребрами.

Авторами установлено, что увеличение соотношения  $d/d_0$ , с одной стороны, приводит к повышению коэффициентов теплоотдачи из-за подъема пограничного слоя между нагретыми ребрами. Однако в противоположность к этому наличие ребер способствует предварительному нагреву поступающего воздуха, в связи с чем разность между температурой окружающей среды и оребренной трубой уменьшается, а теплоотдача ухудшается. С увеличением соотношения  $d/d_0$  предварительный нагрев усиливается.

Противоречивость данных эффектов, которая особенно сильна при высоких числах Рэлея, позволила авторам установить критическое число Рэлея, при достижении которого влияние  $d/d_0$  и  $s'/d$  становится незаметным:

$$Ra_{\text{кр}} \left( \frac{d}{d_0} \right)^3 = 6.11 \cdot 10^7. \quad (25)$$

Данное выражение действительно при  $s'/d = 0.25\text{--}1$ . Также получено, что при повышении  $s'/d$  теплоотдача увеличивается, так как меньшая часть основания трубы будет омываться пограничными слоями ребер. При  $s'/d < 0.125$  из-за взаимодействия пограничных слоев, образующихся вдоль поверхности ребер, коэффициенты теплоотдачи резко снижаются, а при  $s'/d > 0.25$  данный параметр не влияет на теплоотдачу.

В работе [21] установлено, что в интервале  $3 \leq d/d_0 \leq 10$  ( $d_0 = 0.01$  м) при расстоянии между ребрами  $s' = 0.005\text{--}0.02$  м интенсивность теплоотдачи растет при уменьшении диаметра наружного оребрения и при увеличении шага ребра. Также определено влияние данных параметров ребра на его эффективность — с уменьшением  $d$  и  $s'$  она падает. Согласно полученным результатам установлено, что при заданном диаметре ребер и разнице температур с увеличением расстояния между ребрами конвективная теплоотдача сначала увеличивается до максимального значения, а затем непрерывно уменьшается. Расстояние между ребрами, которое максимизирует конвективную теплоотдачу, составляет около 8.7 мм для диаметров ребер от 35 до 160 мм и для разницы температур основания и окружающей среды от 500 до 2000 $^\circ\text{C}$ .

Результаты показывают, что конвективный тепловой поток оребренной трубы зависит от диаметра ребер, расстояния между ребрами и разницы температур основания и окружающей среды. Для всех оребренных труб конвективный тепловой поток повышается с увеличением диаметра ребер. При низких перепадах температур это повышение меньше. Однако при более высоких перепадах температур значения, полученные для конвективного теплового потока, существенно отличаются друг от друга. Кроме того,

при больших диаметрах ребер по мере увеличения расстояния между ребрами конвективный тепловой поток уменьшается и приближается к значениям горизонтального цилиндра. Также при очень большом диаметре ребер ( $d = 160$  мм) и малом расстоянии между ребрами ( $s' = 3.5$  мм) конвективный тепловой поток снижается из-за локального перегрева воздуха между ребрами, приводящего к снижению циркуляции воздуха. При заданном диаметре ребер конвективный тепловой поток увеличивается с уменьшением расстояния между ребрами и достигает максимального значения, а затем начинает снижаться с дальнейшим уменьшением расстояния между ребрами. Величина расстояния между ребрами, максимизирующая конвективный тепловой поток, называется оптимальным расстоянием между ребрами и рассчитывается с помощью корреляционной зависимости

$$\frac{s'_{\text{opt}}}{d} = 26.43 \text{ Ra}_d^{-0.366} . \quad (26)$$

В результате описанного численного исследования оптимальное расстояние между ребрами находится в диапазоне от 7.9 мм до 9.5 мм.

В работе [28] авторами были проведены экспериментальные исследования свободно-конвективной теплоотдачи в потоке воздуха горизонтального алюминиевого цилиндра со следующими параметрами:  $l = 0.325$  м,  $d_0 = 0.0249$  м,  $\Delta = 0.001$  м,  $d = 0.035\text{--}0.125$  м,  $s = 0.0036\text{--}0.0317$  м. В качестве определяющей была принята температура пограничного слоя  $0.5(t_{\text{CT}} + t_0)$ , °C, а определяющий размер —  $d$ , м. Обнаружено, что конвективный тепловой поток увеличивается вместе с диаметром оребрения. Данный эффект наиболее значителен при максимальном перепаде температур между поверхностью трубы и окружающим воздухом. В то же время при небольшом шаге ребра наибольшим коэффициентом теплоотдачи обладает труба с наименьшим диаметром ребер по сравнению с оребренными трубами большего диаметра, что является результатом сопротивления движения воздушного потока на небольшом расстоянии между ребрами. Установлено, что оптимальным шагом ребер, при котором увеличивается площадь теплоотдачи и не возникает сопротивления воздушному потоку, вследствие чего скорость теплоотдачи максимальна, является шаг  $s_{\text{opt}} = 0.0077\text{--}0.0085$  м.

Получено степенное уравнение с погрешностью 10%, которое связывает оптимальное межреберное расстояние с диаметром оребрения через число Рэлея, действительное в интервале  $\text{Ra}_d = (1.0\text{--}250) \cdot 10^5$ :

$$\frac{s'_{\text{opt}}}{d} = 3.38 \text{ Ra}_d^{-0.25} . \quad (27)$$

Важно отметить, что в этой работе в расчетах учитывалась лучистая составляющая, а торцы трубы были изолированы стекловолокном.

В численном исследовании [17] для 60 оребренных труб с параметрами в интервалах  $1.1 < d/d_0 < 7$  и  $0.0268 \leq s'/d_0 \leq 1$  было показано, что для оптимального расстояния между ребрами  $\text{Nu}_{s'} = 0.9035$ , а формула (27) была уточнена:

$$\frac{s'_{\text{opt}}}{(d^3(d + d_0))^{0.25}} = 2.333 \text{ Ra}_d^{-0.25} . \quad (28)$$

В численном исследовании [22] для труб с параметрами  $d_0 = 25$  мм,  $d = 50\text{--}125$  мм,  $L = 325$  мм,  $\Delta = 1$  мм в диапазонах  $d/d_0 = 2\text{--}5$  и  $s'/d = 0.126\text{--}5.84$  получено выражение для оптимального межреберного расстояния

$$\frac{s'_{\text{opt}}}{d_0} = 0.071(\text{Ra}_s^* \xi)^{0.247} , \quad (29)$$

где  $\text{Ra}_s^* = \text{Ra}_s(s'/d)$ ,  $\xi = d/d_0$ . Данное выражение действительно при  $5 \leq \text{Ra}_s^* \leq 10^8$ ,  $2 < \xi < 5$ .

Авторами установлено, что при увеличении расстояния между ребрами теплоотдача в зависимости от диаметра ребра  $\text{Nu}_{s'}$  быстро увеличивается при более низком  $s'/d < 0.6$ , а затем уменьшается и достигает постоянного значения при более высоком  $s'/d > 1$ .



В [29] работа над поиском оптимального шага с помощью математического моделирования для режима свободной конвекции была продолжена для вертикального оребренного цилиндра. Теплоотдача от вертикального цилиндра с кольцевыми ребрами была исследована численно путем изменения числа Рэлея как в ламинарном ( $10^4 \leq Ra_l \leq 10^8$ ), так и в турбулентном ( $10^{10} \leq Ra_l \leq 10^{12}$ ) режимах. Расчеты проводились путем изменения отношения диаметра оребрения к диаметру трубы ( $d/d_0$ ), расстояния между ребрами к диаметру трубы ( $s'/d$ ) в диапазоне 2–5 и 0.126–5.840 соответственно. Авторами установлено, что с добавлением ребер к нагретой поверхности изотермической трубы теплоотдача продолжает увеличиваться при ламинарном потоке, а при турбулентном потоке теплопередача сначала увеличивается и достигает максимального значения, а затем начинает уменьшаться. Оптимальное расстояние между ребрами для максимальной теплопередачи в случаях турбулентного потока варьируется от  $s'/d = 0.28$ – $0.31$  (7.0–7.7 мм).

В работе [30] предложен метод определения коэффициентов эффективности и оптимальных размеров ребер новой высокоразвитой теплообменной поверхности в виде плоскоооальных труб с неполным поперечным оребрением, основанный на упрощенных соотношениях для прямых прямоугольных ребер на плоском основании.

**Определение эффективности оребрения в режиме свободной конвекции.** В большинстве работ по исследованию процессов теплообмена оребренных труб в режиме свободной конвекции определяется значение приведенного коэффициента теплоотдачи. Для обобщения полученных результатов и расчета конвективного коэффициента теплоотдачи необходимо правильно учесть энергетическую эффективность оребрения. Однако обнаружено незначительное количество работ, в которых решалась эта задача. При этом важно понимать, что в режиме свободной конвекции присутствует существенная неоднородность коэффициента теплоотдачи по высоте ребра (особенно у труб с тесными ребрами) и вокруг трубы.

В работе [27] расчеты, проведенные для оребренных труб из меди, алюминия и нержавеющей стали диаметром  $d_0 = 25$ – $50$  мм показали, что эффективность оптимальных кольцевых ребер труб составляет 0.7–0.75.

В работе [17] исследовалась медная оребренная труба длиной  $l = 0.045$  м и диаметром  $d_0 = 0.016$  м с круглыми ребрами (толщина  $\Delta = 0.001$  м, расстояние между ребрами  $s' = 0.008$  м) различной высоты, которая уменьшалась с каждой серией опытов с  $h = 0.047$  м до  $h = 0.037$  и  $0.027$  м и, соответственно, с наружным диаметром  $d = 0.11$ ,  $0.09$  и  $0.07$  м. В работе наглядно показали распределение температуры по высоте ребра при различных тепловых режимах. Разница между температурами у основания и на вершине составляла до  $10^\circ\text{C}$ . При этом на нижней полуокружности ребра падение температуры имеет меньшее значение, чем на верхней.

В работе [31] экспериментально определена энергетическая эффективность для горизонтальных оребренных труб со следующими параметрами:  $d_0 = 27$  мм,  $d = 99$  мм,  $\Delta = 1$  мм,  $s' = 0.005$ – $0.02$  мм. В исследовании все кольцевое круглое ребро разделено на несколько областей подреберья, чтобы предсказать средний коэффициент теплопередачи и эффективность ребер на основе данных о температуре окружающей среды, температуре трубы и температурах ребер в нескольких выбранных местах измерения.

Экспериментально определено, что тепловые потоки горизонтальной трубы на ребрах не симметричны, а коэффициент теплоотдачи самый высокий в нижней части трубы, самый низкий — в верхней части. Отношение среднего коэффициента теплоотдачи в области нижнего ребра трубы к коэффициенту теплопередачи в области верхнего ребра может быть выше примерно в 8.43 раза для  $s' = 0.005$  м и примерно в 5.62 раза для  $s' = 0.02$  м.

По результатам видно, что значение коэффициента теплоотдачи увеличивается, а эффективность ребер снижается с увеличением зазора между ребрами  $s'$ . Средний коэффициент теплопередачи и эффективность ребер могут приближаться к соответствующему асимптотическому значению, полученному для одного кольцевого круглого ребра, когда расстояние между ребрами превышает определенное значение  $s' = 0.015$  м.

Для вычисления эффективности ребра получена следующая зависимость:

$$\eta_f = 0.8397 - 0.1777(Ra_{s'}^*)^{0.25} + 0.0306(Ra_{s'}^*)^{0.5} - 0.0018(Ra_{s'}^*)^{0.75}, \quad (30)$$

где  $Ra_{s'}$  — число Рэлея, определяющим параметром которого принят зазор между ребрами  $s'$ , рассчитывается по формуле:

$$Ra_{s'}^* = \frac{g\beta(T_{ст} - T_0)(s')^3}{\nu\alpha} \frac{s'}{d}. \quad (31)$$

Формула (31) демонстрирует, что энергетическая эффективность ребра при свободной конвекции не может превышать 0.8397.

В работе [32] для определения эффективности ребра в режиме свободной конвекции предлагается использование следующей формулы:

$$\eta_f = \left[ \frac{\tanh(\psi m h_p)}{\psi m h_p} \right]^\psi, \quad (32)$$

где  $\psi = 1 + 0.179 \ln(d/d_0)$ ;  $m = (2\alpha/(\lambda_p \Delta_p))^{0.5}$ ;  $h_p$ ,  $\Delta_p$ ,  $\lambda_p$  — высота, толщина и теплопроводность ребра;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, который рассчитывается по формуле:

$$\alpha = \frac{Q}{(\eta_f F_p + F_{тр})(t_{ст} - t_0)}, \quad (33)$$

где  $F_p = \pi/4(d^2 - d_0^2)l/s'$  — площадь поверхности ребер;  $F_{тр}$  — площадь основания трубы.

Стоит отметить, что рассчитываемая в данных работах площадь поверхности ребер отличается от используемой в работах [27–29] и не учитывает площадь торцов, так как считается, что площадь поверхности торцов ребра много меньше общей площади поверхности ребра. Также авторами одновременно учитывались коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением.

В исследовании [22] для расчета коэффициента эффективности ребра предлагается следующая формула:

$$\eta_f = 0.984 - 0.00365(Ra_{s'}^*)^{0.021} \xi^{2.106} + 0.2338(Ra_{s'}^*)^{-0.836} - 0.0164\xi^{0.042}, \quad (34)$$

которая действительна в интервалах  $2 \leq \xi \leq 5$ ,  $5 \leq Ra_{s'}^* \leq 10^8$ . Установлено, что эффективность ребра быстро снижается при более низких значениях  $s'/d < 0.6$  и остается почти постоянной при более высоких —  $s'/d > 1$ .

В работе [33] влияние влажности воздуха на эффективность ребра учтено следующей формулой:

$$\eta_f = \frac{\tanh(Ml)}{Ml}, \quad (35)$$

где

$$M = \left[ \frac{\alpha_0 P}{kA} \left( 1 + \frac{Cr_{fg}}{c_p} \right) \right]^{0.5}, \quad (36)$$

где  $\alpha_0$  — коэффициент теплопередачи;  $P$  — окружность ребра;  $A$  — площадь поперечного сечения ребра;  $r_{fg}$  — скрытая теплота испарения воды;  $c_p$  — удельная теплоемкость смеси;  $C$  — постоянная, рассчитываемая по формулам:

$$C = \frac{C_i + C_0}{2}, \quad C_i = \frac{W_{air,in} - W_{fin,base}}{T_{air,in} - T_{fin,base}}, \quad C_0 = \frac{W_{air,out} - W_{fin,base}}{T_{air,out} - T_{fin,base}}, \quad (37)$$

где  $W_{air,in}$  и  $W_{air,out}$  — удельные влажности воздуха на входе и выходе, кг пара/кг сухого воздуха;  $W_{fin,base}$  — влажность ребра;  $T_{air,in}$  и  $T_{air,out}$  — температуры воздуха на входе и выходе, град. Уравнение (36) справедливо только в случае равномерности поперечного сечения ребра.

В работе показано, что конденсирующаяся влага снижает эффективность оребрения, особенно при увеличении относительной влажности. Для влажных круглых ребер в работе [33] вместо (36) предлагается использовать следующее выражение:

$$M = \left[ \frac{2\alpha}{k\Delta} \left( 1 + \frac{Cr_{fg}}{c_p} \right) \right]^{0.5} = [m^2(1 + \beta)]^{0.5}. \quad (38)$$

Тогда эффективность влажных ребер будет вычисляться как

$$\eta_f = \frac{2r_i}{M(r_0^2 - r_i^2)} \left[ \frac{K_1(Mr_i)I_1(Mr_0) - K_1(Mr_0)I_1(Mr_i)}{K_1(Mr_0)I_1(Mr_i) + K_0(Mr_i)I_1(Mr_0)} \right], \quad (39)$$

где  $r_i$  — расстояние от центра трубы до основания ребра, м;  $r_0$  — расстояние от центра трубы до конца ребра, м;  $K_0$  — модифицированная функция Бесселя второго рода, порядок 0;  $K_1$  — модифицированная функция Бесселя второго рода, порядок 1;  $I_0$  — модифицированная функция Бесселя первого рода, порядок 0;  $I_1$  — модифицированная функция Бесселя первого рода, порядок 1.

В работе проведен сравнительный расчет эффективности оребрения влажной и сухой поверхности для труб со следующими параметрами:  $d = 39.73$  мм,  $d_0 = 15.88$  мм,  $\Delta = 0.127$  мм,  $\lambda_{тр} = 190.37$  Вт/(м · К). Эффективность сухих ребер рассчитывалась по (34), влажных — по (39). Получено, что эффективность оребрения с влажной поверхностью на 35% меньше, чем с сухой поверхностью.

**Однорядный пучок.** В однорядных пучках с увеличением межтрубного поперечного шага теплоотдача сначала растет, достигает максимального значения (при соприкосновении обтекающих трубу пограничных потоков воздуха), а затем уменьшается. Важно получить зависимость для расчета оптимального межтрубного поперечного шага однорядного пучка, а также межтрубного поперечного шага, при котором теплоотдача трубы в пучке станет соответствовать теплоотдаче одиночной трубы. Для возможности более компактного размещения пучка важно также изучить влияние угла наклона пучка как вдоль труб, так и поперек труб на ухудшение теплоотдачи.

Исследованиям теплоотдачи однорядных пучков труб с накатными алюминиевыми ребрами аппаратов воздушного охлаждения при свободной конвекции воздуха посвящена работа [35], в которой изучался свободно-конвективный теплообмен пучков оребренных труб с поперечными шагами  $S_1 = 0.058, 0.064, 0.070, 0.084, 0.112, 0.140, 0.168, 0.224$  м (с относительными поперечными шагами  $\sigma_1 = S_1/d = 1.035, 1.135, 1.25, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 4.0$ ), установленных под углами вдоль труб к горизонтальной плоскости  $\gamma = 0, 45, 90^\circ$ . Уравнение (18) для данной серии опытов действительно в интервале  $Ra = (3.5-11.4) \cdot 10^4$ . В результате исследования авторами выявлено, что при одинаковом  $\sigma_1$  с ростом угла наклона пучка интенсивность теплоотдачи уменьшается. Для угла  $\gamma = 0^\circ$  наибольшая теплоотдача характерна при  $\sigma_1 = 1.135$ , а для  $\gamma = 45^\circ$  и  $90^\circ$  — при  $\sigma_1 = 1.25$ . При этом для  $\gamma = 0^\circ$  изменение шага в диапазоне  $\sigma_1 = 1.135-1.25$  не влияет на ее интенсивность, в диапазоне  $\sigma_1 = 1.035-1.25$  наблюдается слабое ее снижение, а при  $\sigma_1 > 1.035$  происходит перегрев труб и значительное ухудшение теплоотдачи. Важно отметить, что в данной работе неверно учитывался тепловой поток излучением, поскольку приведенная степень черноты принималась равной нормальной степени черноты алюминиевой поверхности в диапазоне  $\epsilon_{пр} = 0.07-0.15$  в зависимости от температуры, а также не учитывалось влияние переизлучения между трубами.

В работе [5] проведены обширные экспериментальные исследования теплоотдачи однорядных пучков с углами наклона вдоль труб к горизонту  $\gamma = 0-90^\circ$ . Автором учтены излучение и торцевые потери тепла. Обнаружено, что во всем диапазоне шагов интенсивность теплоотдачи горизонтального пучка выше, чем у одиночной трубы на 20–50% при тех же числах Рэлея. При этом имеется максимум теплоотдачи в интервале шагов  $\sigma_1 = 1.097-1.151$ . Рост интенсивности теплоотдачи в интервале шагов  $\sigma_1 = 1.043-1.799$  объяснялся увеличением относительной площади проходного сечения и возрастанием скорости потока. Увеличение межтрубного шага  $\sigma_1 > 1.151$  вызывало уменьшение взаимодействия пограничных слоев соседних труб, что привело к минимальному коэффициенту теплоотдачи пучка, соответствующего его

значению для одиночной оребренной трубы. Увеличение угла наклона до  $15^\circ$  практически не оказывает влияния на интенсивность теплоотдачи пучка. Дальнейшее увеличение угла наклона до  $60^\circ$  вызывало снижение конвективной теплоотдачи на 37–47%, обусловленное ухудшением условий обтекания воздухом межреберного пространства.

Благодаря работам [5, 35] было установлено, что теплоотдача однорядных оребренных пучков существенно отличается от теплоотдачи одиночной трубы, поэтому важно продолжать исследовать пучки труб с другим числом рядов.

В [36, 37] был исследован однорядный пучок в рамках изучения модели однорядного калорифера, для которых были получены частные критериальные зависимости, а также рассмотрено влияние лучистой составляющей и составляющей потерь. Каждая биметаллическая ребристая труба с  $\varphi = 16.8$  (как в работе [5]) и высотой  $l = 0.3$  м располагалась вертикально в трубной решетке с шагом  $S_1 = 0.061$  м ( $\sigma_1 = 1.097$ ). В интервале  $Ra = (0.4-4) \cdot 10^5$  опытные данные исследованного пучка были обобщены критериальным уравнением с отклонением  $\pm 5\%$ :

$$Nu = 0.038 Ra^{0.25} . \quad (40)$$

Изучение вертикального расположения однорядных пучков из биметаллических оребренных труб со спиральными трехзаходными алюминиевыми ребрами представлено в работе [38], в которой изучена теплоотдача труб со следующими геометрическими параметрами:  $d \times h \times s \times \Delta \times d_0 \times l = 0.0556 \times 0.01455 \times 0.00291 \times 0.00075 \times 0.0265 \times 0.3$  м,  $\varphi = 16.8$ . В результате исследований было разработано обобщенное критериальное уравнение для расчета теплоотдачи одиночного вертикального ряда оребренных труб в режиме свободной конвекции воздуха в диапазоне изменения шага  $\sigma = 1.043-1.259$  в интервале  $Ra = (0.55-5.0) \cdot 10^8$ :

$$Nu = 0.021 \sigma^{1.62} Ra^{0.3} . \quad (41)$$

В работе [39] приведены результаты исследования свободно-конвективного теплообмена однорядного горизонтального пучка биметаллических ребристых труб со следующими параметрами:  $d \times h \times s \times \Delta \times d_0 \times l \times \delta = 0.0568 \times 0.0152 \times 0.00243 \times 0.00055 \times 0.0264 \times 0.3 \times 0.002$  м,  $\varphi = 21$ . Исследовались шаги  $S_1 = 0.058, 0.062, 0.064, 0.07$  м ( $\sigma_1 = 1.036, 1.089, 1.14, 1.25$ ). Определено, что при увеличении шага труб интенсивность теплоотдачи растет, а ее максимум достигается при  $\sigma_1 = 1.089-1.14$ .

Экспериментальные данные каждой серии опытов по средней теплоотдаче однорядных пучков в режиме свободной конвекции с отклонением, не превышающим  $\pm 5\%$ , в работе [40] аппроксимированы уравнением вида:

$$Nu = K_1 Gr^m [1 - \exp(-K_2/Gr)] , \quad (42)$$

где  $K_1, K_2, m$  — коэффициенты, зависящие от компоновочных характеристик однорядного пучка ( $z = 1$ ), которые для  $\sigma_1 = 1.036, 1.089, 1.14, 1.25$ , соответственно, равны:  $K_1 = 0.0037, K_2 = 750\,000, m = 0.48$ ;  $K_1 = 0.0057, K_2 = 1\,043\,000, m = 0.45$ ;  $K_1 = 0.0065, K_2 = 914\,000, m = 0.44$ ;  $K_1 = 0.00676, K_2 = 1\,085\,000, m = 0.43$ . Диапазон чисел Грасгофа составил  $Gr = 40\,000-500\,000$ .

В [41] проведено экспериментальное исследование эффективности ребра для однорядного пучка, состоящего из биметаллических оребренных труб следующих параметров:  $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l = 0.056 \times 0.0268 \times 0.0146 \times 0.0025 \times 0.0005 \times 0.3$  м,  $\varphi = 19.3$ . Ребра труб стачивались путем шлифования с образованием новых типов труб. В результате установлено, что увеличение угла наклона и высоты оребрения труб в целом сопровождается снижением теплоотдачи. По габаритным и металлоемким характеристикам наиболее выгодным является однорядный пучок с высотой оребрения 2 мм.

В работе [24] изучался однорядный пучок в горизонтальном и вертикальном расположении для биметаллических оребренных труб с параметрами  $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times l \times \delta = 0.070 \times 0.041 \times 0.0147 \times 0.003 \times 0.0007 \times 0.4 \times 0.002$  м,  $\varphi = 14.5$ . Полученные результаты для одиночной трубы были обобщены с помощью уравнения (19) со следующими коэффициентами: в случае одиночной горизонтальной трубы —  $A = 0.0072$  и  $n = 0.41$ ; для вертикальной трубы —  $A = 0.0187$  и  $n = 0.28$ . За определяющий размер также

Таблица 1. Значения постоянных в уравнении (43)

Значения постоянных	Поперечный шаг, мм						
	58	61	64	70	76	86	100
$C$	0.18	0.3	0.31	0.29	0.29	0.33	0.31
$n$	1.57	1.46	1.45	1.45	1.43	1.39	1.40
$B$	219	316	305	327	420	597	435

принимался  $d_0$ , за определяющую температуру —  $t_0$ . Определено, что максимум теплоотдачи для однорядных горизонтальных пучков достигался в интервале шага  $\sigma_1 = 1.084\text{--}1.17$ , а для вертикальных —  $\sigma_1 = 1.714$ . При всех шагах труб и во всем диапазоне чисел Ra пучки имеют на 16–80% более высокий коэффициент теплоотдачи по сравнению с одиночной трубой. При переходе из горизонтального в вертикальное положение интенсивность теплоотдачи снижается в 1.9–5 раза в зависимости от числа Рэлея.

В [42] для однорядных пучков вместо традиционной обработки и обобщения опытных данных с помощью чисел подобия предлагается использование связи между физическими параметрами системы. Так для однорядных пучков, состоящих из труб, аналогичных [5], при поперечных шагах  $S_1 = 0.058\text{--}0.1$  м получена следующая корреляционная зависимость:

$$q_k = C \Delta t^n (1 - \exp(-B/\Delta t)), \quad (43)$$

где  $C$ ,  $n$ ,  $B$  — постоянные (приведены в табл. 1). Зависимость (43) обобщает опытные данные по каждому пучку с их отклонением  $\varepsilon = \pm 3\%$  от усредняющей кривой. Уравнение (43) действительно в интервале  $\Delta t = 13\text{--}200^\circ\text{C}$ .

Также авторами исследованы наклонные пучки и установлено, что отклонение труб от горизонтального положения уменьшает плотность конвективного теплового потока. При этом плотность лучистого теплового потока не зависит от шага ребристых труб в пучке.

**Заключение.** В результате литературного обзора заметим, что наиболее обширные численные и экспериментальные исследования имеются по одиночным круглооробренным трубам. Предложено множество выражений, при этом нет единого общепринятого подхода расчета коэффициента теплоотдачи одиночной трубы. Имеется общее мнение о малом влиянии на теплоотдачу толщины оребрения оребренной трубы, минимальный размер которого определяется прежде всего технологическими возможностями производителя. Также установлено, что межреберное расстояние должно превышать две толщины пограничного слоя (7–10 мм), имеются формулы для расчета его оптимального размера. Но нет обширных исследований влияния на теплоотдачу высоты оребрения и не определены критерии, по которым необходимо оптимизировать этот параметр. Также практически нет исследований и соответственно нет общепринятого подхода расчета коэффициента энергетической эффективности оребрения в условиях свободной конвекции. Имеется также незначительное количество исследований по влиянию влажности воздуха на теплоотдачу круглооробренной трубы в условиях свободной конвекции.

Исследования оребренных однорядных пучков в условиях свободной конвекции в большом количестве имеются только для высоких коэффициентов оребрения труб (16–21). Для этих пучков также разработаны рекомендации по определению оптимального межтрубного шага, определено влияние угла наклона вдоль оси труб к горизонтальной плоскости на теплоотдачу.

Работа выполнена при финансовой поддержке проекта "Создание и развитие научного центра мирового уровня "Передовые цифровые технологии" по приоритету научно-технологического развития "Передовые цифровые технологии и искусственный интеллект, роботизированные системы, материалы нового поколения", соглашение № 075-15-2022-312 от 20 апреля 2022 года.

### Литература

1. Гебхарт Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен. Москва: Мир, 1991.
2. Джалурия Й. Естественная конвекция: тепло- и массообмен. Пер. с англ. Москва: Мир, 1983.

3. **Попов И. А.** *Гидродинамика и теплообмен внешних и внутренних свободно-конвективных вертикальных течений с интенсификацией. Интенсификация теплообмена: монография.* Под ред. Ю. Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2007.
4. **Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Самородов А. В.** Инженерный метод теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободно-конвективного теплообмена. *Химическое и нефтегазовое машиностроение.* 2013. № 12. С. 3–6.
5. **Самородов А. В.** *Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными ребренными пучками.* Дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14. Архангельск, 1999.
6. **Кунтыш В. Б., Сухоцкий А. Б., Миннигалиев А. Ш., Мулин В. П.** *Аппарат воздушного охлаждения.* Патент 9446 Республика Беларусь, МПК 7 F 24 F 3/00, F 28 D 1/00. Заявитель — Учреждение образования "Белорусский государственный технологический университет". № u 20130091; заявл. 31.01.2013; опубл. 30.08.2013. Афицыйны бюл. Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2013. № 9. С. 70.
7. **Бессонный А. Н., Дрейцер Г. Л., Кунтыш В. Б.** и др. *Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник.* Под ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. Санкт-Петербург: Недра, 1996.
8. **Михеев М. А., Михеева И. М.** *Основы теплопередачи.* Учебное пособие. Москва: Энергия, 1977.
9. **Позднякова А. В.** *Совершенствование характеристик и разработка методики расчета промежуточных калориферов лесосушильных камер.* Дис. ... канд. техн. наук: 05.21.05. Архангельск: Архангельский государственный технический университет, 2003.
10. **Невенкин С.** Критериальные уравнения теплообмена ребристых труб со спиральными ребрами в условиях естественной конвекции. *Научные труды теплотехники. Высшие технические учебные заведения.* 1972. Т. 2. С. 79–83.
11. **Ройзен Л. И., Дулькин И. Н.** *Тепловой расчет ребренных поверхностей.* Москва: Энергия, 1977.
12. **Невенкин С., Сендов С.** Критериальные уравнения теплообмена труб с круглыми ребрами в условия естественной конвекции. *Научные труды теплотехники. Высшие технические учебные заведения.* 1973. Т. 1. С. 191–198.
13. **Комб Эль-Риди Медхат, Чумак И. Г., Калинин Л. Г.** Исследование тепло- и массообмена на ребристых трубах при естественной конвекции. *Холодильная техника.* 1975. № 5. С. 30–32.
14. **Квашилава Г. К., Читашвили Г. П., Николаишвили А. Г.** Теплообмен горизонтально расположенных ребренных труб в условиях свободной конвекции. *Сообщение АН ГрССР.* Т. 135, № 3. С. 605–608.
15. **Мотулевич В. П., Сергиевский Э. Д., Читашвили Г. П., Квашилава Г. К., Николаишвили А. Г.** Экспериментальное исследование теплоотдачи ребристых труб в условиях естественной конвекции. *Сборник научных трудов ГПИ им. В. И. Ленина.* 1986. Т. 289, № 2. С. 17–20.
16. **Kreith F., Manglik R. M., Bohn M. S.** *Principles of Heat Transfer.* 7 edn. Indian Institute of Technology Madras: Cengage Learning, 2010.
17. **Nemati Hossain, Ardekani Mohammad Moghimi, Benim Ali Cemal, and Meyer Josua.** Optimization of horizontal annular finned tube under natural convection heat transfer. *Heat Transf. Eng.* 2021; doi: 10.1080/01457632.2021.1975998.
18. **Hahne E. Zhu D.** Natural convection heat transfer on finned tubes in air. *Int. J. Heat Mass Transf.* 1994. No. 37. Pp. 59–63.
19. **Kayansayan N., Karabacak R.** Natural convection heat transfer coefficient for a horizontal cylinder with vertically attached circular fins. *Heat Recovery Syst. CHP.* 1992. Vol. 12, No. 6. Pp. 457–468.
20. **Kayansayan N.** Thermal characteristics of fin-and-tube heat exchanger cooled by natural convection. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1993. No. 7. Pp. 177–188.
21. **Doğan A., Akkus Sinan, Başkaya Sinem.** Numerical analysis of natural convection heat transfer from annular fins on a horizontal cylinder. *J. Therm. Sci. Technol.* 2012. Vol. 32, No. 2. Pp. 31–41.
22. **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.
23. **Топоркова М. А., Кунтыш В. Б., Пиир А. Э.** *Исследование теплоотдачи спирально-ребренных труб аппаратов воздушного охлаждения в условиях естественной конвекции.* Архангельск: Архангельский лесотехнический институт, 1978.
24. **Волков А. В.** *Повышение эффективности сушки длительносохнувших пиломатериалов в камерах периодического действия.* Дис. ... канд. техн. наук: 05.21.05. Архангельск: Архангельский лесотехнический институт, 2003.
25. **Данильчик Е. С., Сухоцкий А. Б.** Экспериментальные исследования влияния угла наклона ребренной трубы на свободно-конвективную теплоотдачу теплообменников воздушного охлаждения. *Энергоэффективность.* 2020. № 7. С. 16–20.
26. **Ватутин И. А.** Свободноконвективный теплообмен на ребренных поверхностях. *Вопросы энергопереноса в неоднородных средах.* Минск: Изд. отдел ИТМО, 1975. С. 143–159.

27. Littlefield J. and Cox J. Optimisation of annular fins on a horizontal tube. *Wärme- und Stoffübertragung*. 1974. Bd. 7, No. 2, S. 87–93.
28. Yıldız Ş., Yüncü Ş. 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.
29. Senapati J. R., Dash S. K., Roy S. Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins. *Int. J. Therm. Sci.* 2017. Vol. 111. Pp. 146–159.
30. Письменный Е. Н., Багрий П. И., Терех А. М., Семеняко А. В. Оптимизация оребрения новой теплообменной поверхности на основе плоскоовальных труб. *Инженерно-физический журнал*. 2013. Т. 86, № 5. С. 1002–1007.
31. Chen H., Hsu W. Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2007. Vol. 50. Pp. 1750–1761.
32. Nemati H., Samivand S. Simple correlation to evaluate efficiency of annular elliptical fin circumscribing circular tube. *Arab. J. Sci. Eng.* 2014. Vol. 39, No. 12. Pp. 9181–9186.
33. McQuiston F. C. Fin efficiency with combined heat and mass transfer. *ASHRAE Trans.* 1975. Vol. 81, No. 1. Pp. 350–355.
34. Hong K. H., Webb R. L. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. *HVAC R Res.* 1996. Vol. 2. Pp. 27–41.
35. Кунтыш В. Б., Топоркова М. А. Метод расчета подогрева сушильного воздуха при свободной конвекции воздуха в калориферах из труб с накатными ребрами. *Актуальные направления развития сушки древесины: Всесоюзная конференция*. Архангельск, 8–12 сентября 1980 г. Тезисы докладов. Архангельск, 1980. С. 203–207.
36. Позднякова А. В. и др. Исследование и сопоставление свободно-конвективной теплоотдачи шахматных и коридорных пучков из оребренных труб. *Сборник трудов I-ой Всероссийской школы-семинара молодых ученых и специалистов "Энергосбережение — теория и практика"*. Москва: МЭИ, 2002. С. 87–88.
37. Позднякова А. В. и др. Исследование теплообмена при естественной конвекции воздуха в горизонтальных малорядных коридорных пучках из оребренных труб. *Международная НТК "Ресурсосберегающие технологии в лесной и деревообрабатывающей промышленности"*. Минск, 1999 г. Тезисы докладов. Минск: Изд-во БГТУ, 1999. С. 283–285.
38. Кунтыш В. Б., Позднякова А. В., Мелехов В. И. Теплоотдача естественной конвекцией одиночного ряда вертикальных оребренных труб калориферов лесосушильных камер. *Известия ВУЗов. Лесной журнал*. 2002. № 2. С. 116–121.
39. Сухоцкий А. Б., Сидорик Г. С. Исследование смешанноконвективной теплоотдачи однорядных воздухоохлаждаемых теплообменников при различных поперечных шагах установки труб. *Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики*. 2017. № 19. С. 3–11.
40. Маршалова Г. С. *Тепловой расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения с вытяжной шахтой*. Дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14. Минск: Белорусский государственный технологический университет, 2019.
41. Данильчик Е. С., Сухоцкий А. Б., Кунтыш В. Б. Экспериментальные исследования эффективности однорядного 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.
42. Кунтыш В. Б., Дударев В. В. К задаче представления опытных данных по свободно-конвективной теплоотдаче пучков ребристых труб. *Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ*. 2009. № 1. С. 43–53.