

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

АНАЛИЗ ТЕПЛООТДАЧИ СБОРОК ОРЕБРЕННЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

© 2022 г. В. Д. Лычаков^а, М. Ю. Егоров^{б, с, d, *}, А. А. Щеглов^а,
А. С. Сиволов^а, А. С. Матяш^а, Б. Ф. Балун^а

^а Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова (НПО ЦКТИ), Атаманская ул., д. 3/6, Санкт-Петербург, 191167 Россия

^б Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, 195251 Россия

^с Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения,
Б. Морская ул., д. 67, Санкт-Петербург, 190000 Россия

^d Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова,
Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, 194021 Россия

*e-mail: mikhail.yu.egorov@gmail.com

Поступила в редакцию 22.11.2019 г.

После доработки 10.06.2020 г.

Принята к публикации 23.06.2020 г.

Наряду с получившими широкое распространение теплообменными аппаратами, имеющими развитую поверхность теплообмена, существуют теплообменные сборки оригинальной конструкции. В настоящей работе приведены результаты теплогидравлических испытаний оребренных сборок труб, спаянных из элементов КП 20 четырех типоразмеров. Элементы представляют собой стальную пластину толщиной 0.4 мм, покрытую медной пленкой толщиной 0.025 мм. В пластинах вытнуты одна или две конусные горловины длиной 17 мм. Набор помещенных одного в другой конусов образует спаянную оребренную трубу с зубчатой внутренней поверхностью. В целях проверки устойчивости спайки к градиентам температуры воды проведен 301 цикл экспериментов по определению температуры воды, подаваемой в сборку. Каждый цикл отличался температурой воды на выходе из верхней и нижней труб сборки и температурой воды и металла ребра. После экспериментов сборки сохранили форму, размеры и герметичность. Установлено соответствие между результатами испытаний и расчетов по нормативным рекомендациям с учетом поправок на малорядность пучка. В процессе экспериментов подвергнутые испытаниям сборки продемонстрировали высокие прочностные характеристики. Подтвержден высокий средний коэффициент теплопроводности по толщине ребер на уровне 75 Вт/(м · К). Показано повышение интенсивности процесса теплоотдачи в 2.15 раза по сравнению с расчетными значениями для гладких труб при умеренном росте гидравлического сопротивления благодаря технологическим выступам на внутренней поверхности труб. Скорректированы соотношения для теплогидравлического расчета теплообменников, состоящих из подобных труб. Для проведения расчета использованы соотношения, содержащиеся в нормативном документе РД 24.035.05-89 «Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС» с поправками, учитывающими высокую степень оребрения испытанных труб и несимметричность граней ребер относительно оси несущих давление труб, а также малорядность пучка труб.

Ключевые слова: поверхностный теплообменник, теплогидравлические испытания, спаянные оребренные трубы, повышение интенсивности процесса теплоотдачи, температура воды и металла

DOI: 10.1134/S0040363622030080

Поверхностный теплообменник состоит из пучка труб или трубных решеток. Внутри труб, образующих теплообменную поверхность, проходит тепло- или хладоноситель (или располагается электрический нагревательный элемент). Наружную поверхность труб зачастую омывает воздух, но может применяться и другая среда. В отличие от ап-

паратов контактного типа, в поверхностных теплообменниках непосредственное взаимодействие между воздухом и тепло- или хладоносителем отсутствует: теплообмен между ними происходит через разделяющую их стенку трубы.

Для повышения эффективности таких теплообменников обычно применяется внешнее ореб-

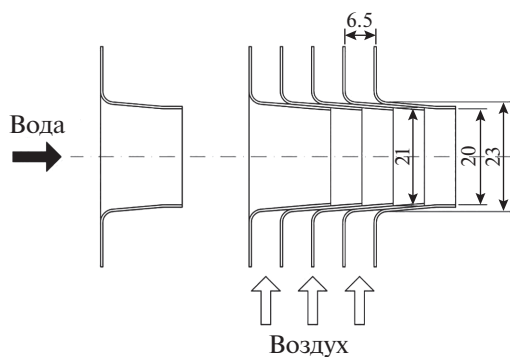


Рис. 1. Схема компоновки трубы из элементов КП 20

рение трубных элементов с направлением ребер по потоку среды. Чем больше различие значений коэффициентов теплоотдачи у теплообменивающихся сред, тем более высокая степень оребрения необходима для сохранения высокого коэффициента эффективности теплопереноса по высоте ребра. Положительное влияние на теплоперенос оказывают повышение теплопроводности материала ребер, увеличение их толщины и уменьшение их высоты.

В настоящее время промышленность выпускает оребренные трубы нескольких вариантов. Для соединения ребер с внешней поверхностью трубы применяют разные методы, при этом учитывают: чем меньше контактное термическое сопротивление, тем более эффективно оребрение поверхности теплообмена.

ОРЕБРЕННЫЕ СБОРКИ ИЗ ЭЛЕМЕНТОВ КП 20

Известна оригинальная технология изготовления оребренных сборок из элементов КП 20 [1]. Эти элементы представляют собой стальную (сталь 08кп) пластину толщиной 0.4 мм, покрытую медной пленкой толщиной 0.025 мм. На пластинах методом штамповки вытянуты одна или две конусные горловины длиной 17 мм. Набор помещенных один в другой конусов после ряда технологических операций образует спаянную оребренную трубу внутренним/наружным диаметром (20/23 мм) с внутренней зубчатой поверхностью (рис. 1). Описание такой конструкции дано в [2]. Проведенные авторами настоящей статьи гидравлические испытания на разрыв трех двухтрубных сборок, содержащих по 109 прямоугольных элементов КП 20 (рис. 2), привели к разрыву сборок при давлениях 39.4, 40.3 и 40.1 МПа. Значения этих показателей равноценны аналогичным для “монолитных” стальных труб того же диаметра и с такой же толщиной стенки.

Рассматриваемые оребренные сборки обладают преимуществами по сравнению с известными прототипами:

контактное термическое сопротивление между ребрами и трубой под давлением отсутствует;

технологические выступы на внутренней поверхности трубы интенсифицируют теплоотдачу к этой поверхности;

поверхностный слой меди на ребрах повышает их среднюю теплопроводность по толщине [тепло-

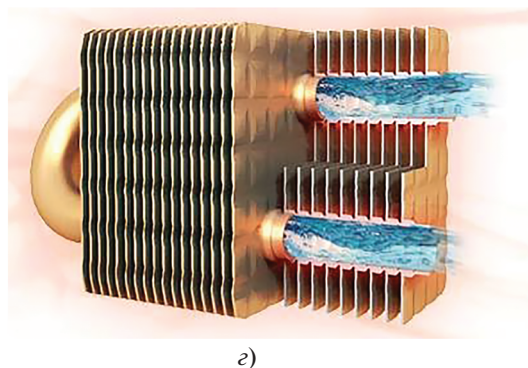
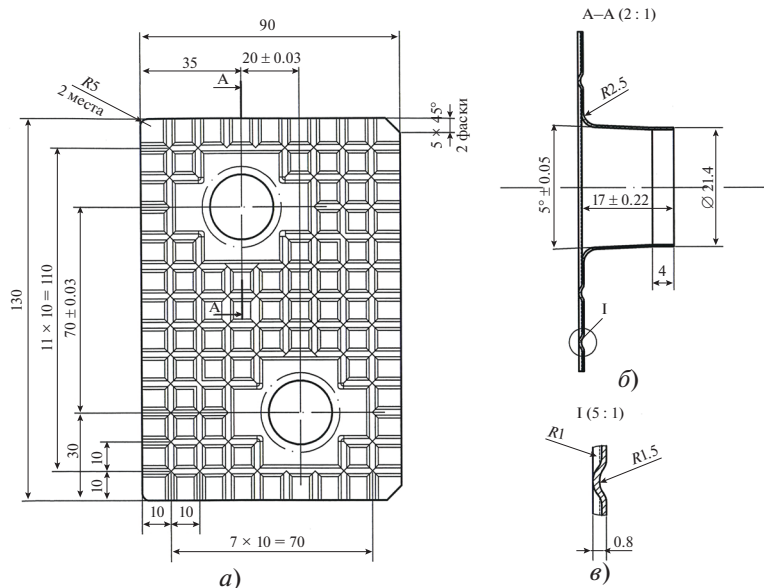


Рис. 2. Схема двухтрубного элемента КП 20, типоразмер 1 (а–в) и сборка из двухтрубных элементов КП-20 в разрезе (г). а — пластина с двумя трубами (верхней и нижней); б — конус, из которых набрана труба с ребрами в виде пластин с выступами; в — выступ на пластине

Таблица 1. Характеристики сборок из элементов КП 20

Характеристика	Типоразмер			
	1	2	3	4
Форма элемента КП 20	Прямоугольная	Восьмиугольная	Круглая	Прямоугольная
Внешние размеры элемента, мм	130 × 90	128 × 56	Ø56	130 × 90
Количество труб	2	2	1	2
Погонная площадь внешней поверхности теплообмена, м ² /м	3.55	1.69	0.71	6.38
Погонная масса, кг/м	9.23	6.51	2.30	17.1
Коэффициент оребрения χ	24.57	11.70	9.83	44.14
Шаг оребрения S_p , мм	6.5	6.5	6.5	3.5
Скорость в минимальном проходном сечении w , м/с	0.46–2.83	3.2–19.1	5.0–20.0	2.6–5.8
Число Рейнольдса $wd_{тр}/\nu$, 10 ⁻³	0.58–2.83	4.4–28.0	8.2–33.3	3.5–12.5
Число Рейнольдса wL/ν , 10 ⁻³	При $L = d_r$ 0.215–1.61	При $L = l_0$ 8.7–55.6	При $L = l_0$ 15.4–43.7	При $L = d_r$ 0.84–2.15

Примечание. L – некоторый характерный размер; $d_{тр}$ – наружный диаметр трубы, м; ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха, м²/с; d_r – гидравлический диаметр пучка труб, м; l_0 – характерный размер трубы, м.

проводность стали 08кп составляет 60 Вт/(м·К), медное покрытие приводит к росту средней теплопроводности металла сборки до 75 Вт/(м·К) и коррозионной стойкости.

Для определения устойчивости спайки элементов к резким изменениям температуры воды на сборке из 44 однотрубных элементов КП 20 были проведены следующие термоциклические испытания: 301 цикл с подачей в сборку воды, температура которой менялась на 140–150°C в течение 20–30 с при значении максимальной температуры 180°C. Циклы различались температурой воды на выходе из верхней и нижней труб сборки до 50°C (см. рис. 2) и температурой воды и металла ребра (до 120°C). Сборка сохраняла форму, размеры и герметичность при проведении испытаний, а также при последующей опрессовке при давлении 10 МПа. Сборка также оставалась герметичной после 41 замораживания и оттаивания воды при последующей опрессовке при давлении 10 МПа.

Цель описанных далее теплогидравлических испытаний – создание методики теплогидравлического расчета теплообменников из элементов КП 20. Особое внимание при проведении этих испытаний было уделено соответствию результатов экспериментов расчетным данным, полученным по нормативным рекомендациям [3–5] для теплоотдачи и гидравлического сопротивления однофазного потока (вода, газ) как внутри зубчатой трубы, так и снаружи при поперечном обтекании оребренных труб воздушным потоком. Рас-

сматривалась и возможность корректировки нормативных рекомендаций.

В табл. 1 приведены характеристики испытанных сборок из элементов КП 20 четырех типоразмеров.

СТЕНД ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

Один из основных элементов стенда (рис. 3) – короб, внутрь которого поочередно помещали исследуемые сборки из элементов КП 20. Зазоры между стенками короба и ребрами отсутствовали. В коробе по высоте размещали одну сборку из двухтрубных элементов КП 20 или две сборки с зазором 5 мм по высоте из одно- или двухтрубных элементов. Расположение сборок коридорное.

При испытаниях сборок, состоящих из двух труб, расположенных одна над другой, охлаждаемая вода вначале подавалась в верхнюю трубу, а после нее – в нижнюю. Такой же порядок подачи воды был применен при испытаниях двух расположенных одна над другой сборок из элементов КП 20 одинакового типоразмера.

Снизу в короб через диффузор с углом раскрытия 20° поступал охлаждающий воздух. Верхняя часть короба открыта. Охлаждаемая среда – горячая некипящая вода – подавалась в трубы исследуемых сборок при повышенном абсолютном давлении ($p_1 \approx 1.8$ МПа). Для регулирования температуры воды на входе в сборку предусмотрен электронагреватель. Исследуемые сборки имели

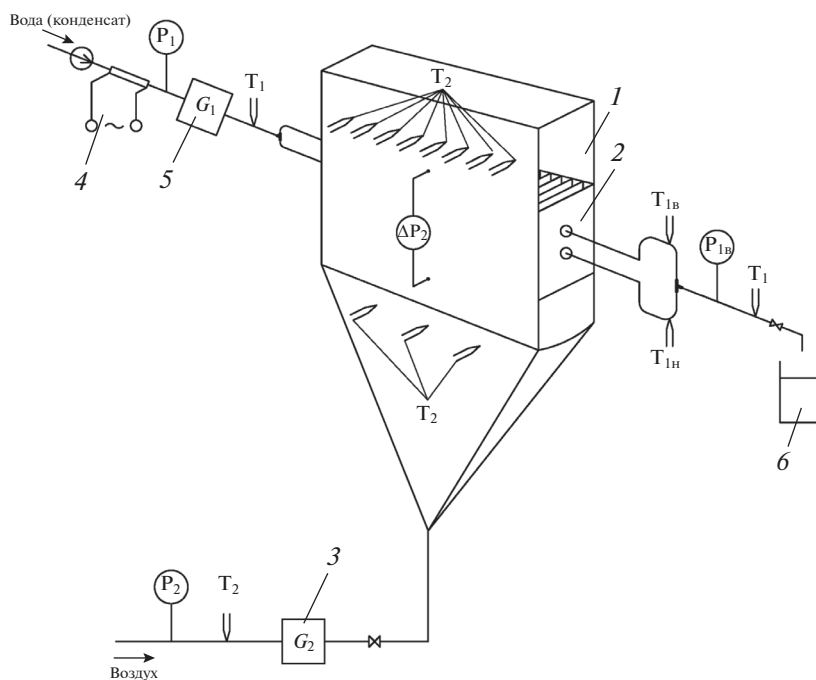


Рис. 3. Схема стенда для проведения теплогидравлических испытаний.

1 – воздушный короб; 2 – испытываемая сборка; 3 и 5 – расходомерные диафрагмы; 4 – электронагреватель; 6 – мензурка; P – датчики давления; T – термопары; индекс “1” соответствует воде, индекс “2” – воздуху

длину оребренной части 280–703 мм и содержали от 44 до 109 элементов КП 20.

Часть экспериментов со сборкой из элементов типоразмера 1 была проведена при естественной тяге воздуха с демонтированным воздушным диффузором. Высота воздушного зазора над сборкой составляла 0.25 или 0.51 м в зависимости от того, одна или две сборки были помещены в короб. Вода относительно “зубцов” (см. рис. 1) двигалась “по шерсти”, т.е. при плавном уменьшении диаметра трубы от 21 до 20 мм и резком обратном его увеличении в “зубцах”.

Массовые расходы воды G_1 и воздуха G_2 определялись исходя из перепадов давления на диафрагмах 5 и 3, а также измеряемых давлений p_1 и p_2 и температур среды t_1 и t_2 , получаемых по показаниям термопар, установленных около этих диафрагм. При температуре воды на выходе из сборки ниже 70°C ее расход определяли по скорости заполнения водой мерной мензурки.

Для двухтрубных сборок всех типоразмеров вода подавалась параллельно в обе трубы, ее температура измерялась на выходе из верхней $t_{1_вых.в}$ и нижней $t_{1_вых.н}$ труб, а также определялось ее среднее значение t_1 после смешения потоков. Для однострунных сборок измерялось лишь значение $t_{1_вых}$. Распределение температуры воздуха по продольной оси короба на входе в сборку $t_{2_вх}$ и на выходе из нее $t_{2_вых}$ измерялось, соответственно, с

помощью трех и восьми термопар. Замерялся также перепад давления воздуха Δp_2 при его проходе через сборку.

Давления и перепады давления измерялись электронными манометрами и дифманометрами типа “Метран 100”, имеющими класс 0.075 и 0.1 соответственно. С учетом погрешностей, вносимых элементами, входящими в систему автоматического сбора информации, среднеквадратичная относительная погрешность этих измерений оценена на уровне 0.25%.

Температуры сред измеряли кабельными термопарами типа КТМС ХК, горячие спаи которых вводились непосредственно в поток среды. С учетом дополнительных градуировок максимальная абсолютная погрешность измерения температур сред, а также разности их входных и выходных значений оценивалась в 0.5°C . Среднеквадратичные относительные погрешности определения расхода воды и воздуха составляли 2.02 и 2.50% соответственно, а тепловой мощности сборки, рассчитываемой из балансового соотношения для обеих сред, – 5.4%. Различие между значениями мощности для воды и воздуха не превышало 7%.

РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

Для определения степени интенсификации теплоотдачи от потока воды к внутренней поверхности трубы с технологическими зубчатыми вы-

ступами проводилась серия экспериментов при пропускании через воздушный короб кипящей воды при атмосферном давлении. Кроме того, через трубы сборки также осуществлялось прокачивание горячей воды с $t_1 \leq 188^\circ\text{C}$ при $p_1 \leq 1.8$ МПа. В серии этих экспериментов температура воды была ниже температуры насыщения не менее чем на 10°C . Высокая интенсивность теплоотдачи при кипении воды и низкое термическое сопротивление стенки позволили с погрешностью не более 11% определить коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы $\alpha_{\text{эксп}}$. В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (7-33) \times 10^3$ (см. табл. 1) он превышал в 2.15 ± 0.1 раза значение, рассчитанное по известному соотношению для турбулентного потока жидкости в гладкой трубе [3–5]:

$$\alpha_{\text{тр}} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \lambda/d,$$

где Pr и λ – число Прандтля и коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м · К); d – внутренний диаметр гладкой трубы, м.

При сопоставлении с имеющимися рекомендациями для расчета бугристых поверхностей [5, 6] наиболее близкими по конструкции оказались интенсификаторы в виде поперечных кольцевых гофр плавной конфигурации, расположенные с определенным шагом. Расчет по предложенному в работе [6] соотношению применительно к форме рассматриваемого внутритрубного канала дает близкое значение степени интенсификации $\alpha_{\text{эксп}}/\alpha_{\text{тр}} \approx 1.9$ (рис. 4).

При таком же направлении потока воды в отдельно проведенных экспериментах с однострунной сборкой определялось значение коэффициента гидравлического сопротивления трения $\xi_{\text{тр}}$ при проходе потока по трубе. Результаты этих измерений приведены также на рис. 4. Они свидетельствуют о довольно быстром выходе течения на автомодельный режим (независимость характеристик от числа Re), при этом гидравлическое сопротивление трения становится практически постоянным ($\xi_{\text{тр}} = 0.0828 \pm 0.008$) и превышает лишь в 2.11–2.84 раза значения, рассчитанные по соотношению из [4] для шероховатых труб:

$$\xi_{\text{тр}} = 0.11[(\Delta/d) + (68/Re)]^{0.25},$$

где Δ – средняя абсолютная шероховатость внешней поверхности технической трубы.

Для рассматриваемой трубы, покрытой слоем меди, значение Δ принималось равным 10^{-2} мм. Расчеты, проведенные по рекомендациям [6], для интенсификатора из поперечных гофр дали отношение $\xi_{\text{вн}}/\xi_{\text{тр}} = 2.51$ ($\xi_{\text{вн}}$ – коэффициент гидрав-

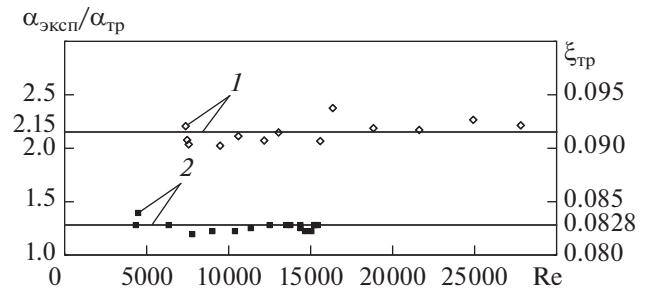


Рис. 4. Зависимости $\alpha_{\text{эксп}}/\alpha_{\text{тр}} = f(Re)$ для теплоотдачи (1) и $\xi_{\text{тр}} = f(Re)$ для сопротивления трения (2) внутри трубы из элементов КП 20 (однострунная сборка). Аппроксимирующие линии: 1 – $\alpha_{\text{эксп}}/\alpha_{\text{тр}} = 2.15$; 2 – $\xi_{\text{тр}} = 0.0828$

лического сопротивления на внутренней поверхности трубы). Следовательно, внутренние несимметричные и односторонне резкие изменения сечения “трубы”, обусловленные особенностями изготовления сборок из элементов КП 20, равноценны по степени интенсификации теплоотдачи и росту гидравлического сопротивления предложенной в [6] специальной интенсифицирующей накатке для компактных теплообменников.

Интенсификация теплоотдачи внутренней поверхности, вероятно, актуальна для рекуператоров воздуха, перед подачей его в камеру сгорания газовых турбин. Для них такая интенсификация в сборках из элементов КП 20 снижает в 2.1–5.0 раз по сравнению с гладкой трубой расход энергии на перекачку газа через теплообменник для получения идентичных значений коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности трубы.

В основных экспериментах с охлаждением сборок потоком воздуха 85–88% общего термического сопротивления между теплообменивающимися средами составляло термическое сопротивление теплоотдачи к воздуху от внешней поверхности трубы и ребер при минимальном значении перепада температур между средами 121°C . Поэтому среднеквадратичная относительная погрешность определения среднего экспериментального значения теплоотдачи, отнесенного к общей наружной поверхности труб и ребер, $\alpha_{\text{эксп}}$ “методом теплообменника” не превышала 10%. Значения $\alpha_{\text{эксп}}$ сопоставлялись со значениями $\alpha_{\text{п.р}}$, полученными по рекомендациям [3, 4] для ребра постоянной толщины по его высоте:

$$a_{\text{п.р}} = (F_{\text{тр}}/F_{\Sigma} + E\phi_E F_p/F_{\Sigma})a_{\text{н}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{тр}}$ – площадь поверхности трубы без ребер, м^2 ; F_{Σ} – полная площадь поверхности оребренной трубы, м^2 ; F_p – площадь поверхности ребер, м^2 ;

E – коэффициент эффективности ребра; φ_E – коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра; α_n – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубы, вычисленный без учета теплопроводности ребер, Вт/(м² · К).

Отношение $F_{тр}/F_{\Sigma}$ можно рассчитать по формуле

$$F_{тр}/F_{\Sigma} = [1 - (\delta_p/S_p)]/\chi,$$

где δ_p и S_p – толщина ребра и шаг между ребрами; χ – приведенный коэффициент оребрения, определяемый как отношение площадей внешней поверхности оребренной и неоребренной труб, а

$$F_p/F_{\Sigma} = 1 - F_{тр}/F_{\Sigma}.$$

При допущении, что коэффициент эффективности ребра E сохраняется постоянным, коэффициент теплоотдачи по всей поверхности ребра определяется следующим образом:

$$E = \text{th}(mh_p)/(mh_p),$$

где $m = [2\alpha_n/(\delta_p\lambda_p)]^{0.5}$; λ_p – коэффициент теплопроводности материала ребра; h_p – высота ребра.

Коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра, рассчитывается по формуле

$$\varphi_E = 1 - 0.058mh_p.$$

Для кольцевого ребра $h_p = 0.5(D_p - d_{тр})$ (D_p – наружный диаметр ребра), а для ребер иной формы $h_p = 2F/\Pi$ (F , Π – площадь поверхности ребра и его периметр).

Произведение mh_p представляет собой модифицированное число Био.

Коэффициент теплоотдачи α_n определяется по выражению

$$\alpha_n = AC_z C_s \lambda \text{Re}^n \text{Pr}^{0.33}/L, \quad (2)$$

где A – множитель, выбираемый по рекомендациям [2]; C_z – поправочный коэффициент на количество поперечных рядов труб z в пучке по ходу газов; C_s – коэффициент, зависящий от шага расположения труб в пучке и коэффициента оребрения.

При $z > z_{авт}$ ($z_{авт}$ – номер ряда, с которого начинается автотеплоотдающая область; в работе [3] $z_{авт} = 8-10$ или $z_{авт} = 4$ для разных компоновок пучков) поправка $C_z = 1.0$. При $z < z_{авт}$ по данным [3] наблюдается рост C_z с увеличением количества рядов труб. В рекомендациях [4, 5] описана аналогич-

ная зависимость поправки C_z от количества неоребренных поперечно омываемых труб. В то же время для оребренных труб в [4] представлена обратная зависимость $C_z = f(z)$. Для большинства испытанных образцов с $z = 2$ значения поправки составляют $C_z = 0.76$ [3] и $C_z = 1.1$ соответственно для оребренных и неоребренных труб, т.е. различаются в 1.45 раза.

В работе [3] в качестве характерного размера принят наружный диаметр трубы $d_{тр}$, а в [4] – $L = l_0 = f(d_{тр}, D_p, \chi)$.

При расчете числа Рейнольдса используется тот же характерный размер, т.е. $\text{Re} = wL/\nu_b$, где w – скорость воздуха в минимальном проходном сечении; ν_b – кинематический коэффициент вязкости воздуха при его средней температуре в зазоре. Число Прандтля определяется по свойствам воздуха при той же температуре.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

Полученные в данной работе значения $\alpha_{эксп}$ сопоставлялись с $\alpha_{п.р.}$, рассчитанными по [3, 4]. К сопоставлению также привлекались результаты сравнительных экспериментов на сборках труб с кольцевыми ребрами некоторых отечественных производителей. Эксперименты выполнялись в таких же условиях, что и эксперименты со сборками из элементов КП 20 типоразмера 3: две трубы с кольцевыми ребрами, установленные одна над другой с зазором 5 мм. После проведенного сопоставления можно сделать следующие выводы.

1. Рекомендации [3] более корректно отражают влияние количества рядов труб по ходу газов (коэффициент C_z). Так, различие в значениях $\alpha_{эксп} = f(\text{Re})$ при испытаниях одной и двух установленных одна над другой сборок из элементов типоразмера 2 (четыре трубы установлены одна над другой) обусловлено изменением значения C_z по [3].

2. Для всех испытанныхборок из элементов КП 20 с $\chi = 9.83-44.14$, как и для образцов труб с алюминиевыми ребрами или ребрами из нержавеющей стали, приваренными или обжатыми к основной трубе, с $\chi = 4.87-8.10$, которые были изготовлены несколькими российскими фирмами, наблюдается соответствие между значениями $\alpha_{эксп}$ и $\alpha_{п.р.}$ при расчете α_n по рекомендациям [4], но при принятии значения $C_z = 0.83-0.96$, что близко к рекомендованному в [3] $C_z = 0.9$ для испытанных двухрядныхборок. Поэтому для всех испытанныхборок расчет значения α_n рекомендуется проводить по соотношениям (1) и (2) с использованием рекомендации [4], однако для расчета коэффициента, учитывающего малорядность

Таблица 2. Граничные условия для проведения расчетов температурных полей (температура воздуха 0°C)

Показатель	Вариант 1	Вариант 2
Температура воды, °С	100	130
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² · К):		
от воды к металлу	3000	3000
от металла к воздуху α_n	21	50

пучка C_z , – применять рекомендации [3]. При этом верхняя граница диапазона использования этих рекомендаций расширяется до $\chi = 44.14$. Все эксперименты проводились в диапазоне $Re = wl_0/v_b = (15–60) \times 10^3$. Это соответствовало скорости воздуха для сборки из элементов КП 20 при $w = 5–20$ м/с, характерной для работы водяных экономайзеров котлоагрегатов и воздухоохлаждаемых аппаратов различного назначения.

3. Хорошее соответствие результатов расчета и эксперимента наблюдалось при принятии усредненного по толщине ребра значения коэффициента теплопроводности $\lambda_p = 75$ Вт/(м · К), учитывающего высокую теплопроводность медного покрытия ребра.

Основываясь на приведенных результатах исследования для сборок из элементов КП 20 типоразмеров 2 и 3, определили максимальные значения α_n , при которых объединенный коэффициент эффективности ребра $E_{\phi E}$ снижается до еще приемлемого значения, равного 0.7. Соответственно, этими значениями являются $\alpha_n = 33$ и 75 Вт/(м² · К). Первое значение характерно для работы воздухоохлаждаемых теплообменников при естественной тяге с трубой значительной высоты – воздухоохлаждаемых систем пассивного отвода тепла от II контура АЭС-2006 через парогенераторы, сухие градирни, второе – для работы совмещенных с вентилятором аппаратов охлаждения реакторного помещения АЭС. При температуре воздуха 100°C значения α_n соответствуют скорости воздуха 7.0 и 17.2 м/с.

Сборки типоразмеров 1 и 4 имели одинаковые элементы КП 20 (см. рис. 2) с различным шагом расположения этих элементов (см. табл. 1). У этих сборок наблюдались высокие коэффициенты оребрения, превышающие значения для диапазона, рекомендованного в [4]. Кроме того, примененный элемент КП 20 имел существенную несимметричность расположения граней ребер относительно оси труб. В то же время приведенные ранее формулы для расчета коэффициента эффективности ребра E корректны лишь для кольцевого ребра, а для восьмиугольного элемента (типоразмеры сборок 2 и 3) – лишь с определенной долей приближения.

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР ПО ПОВЕРХНОСТИ И ТОЛЩИНЕ ПЛАСТИН И ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ

Для элемента КП 20, показанного на рис. 2, задача теплопереноса по ребру от внешней поверхности труб к потоку воздуха, омывающего ребро, решалась численно с применением программного комплекса ANSYS. При этом выполнялось разбиение поверхности ребра на 40178 конечных элементов. Аналогично [3, 4] в данной работе рассматривалось неизменное по всей поверхности ребра значение α_n , а также постоянное значение $\lambda_p = 75$ Вт/(м · К). Для заданных значений α_n и $\Delta t = t_{n.тр} - t_2$ ($t_{n.тр}$ – наружная температура трубы; t_2 – температура воздуха) с применением комплекса ANSYS рассчитывались тепловой поток по ребру от внешней поверхности труб Q_2 и коэффициент эффективности оребрения $E = Q_2/Q_\infty$, где $Q_\infty = \alpha_n F_p \Delta t$ – тепловой поток по ребру при $\lambda_p \rightarrow \infty$. В диапазоне значений $\alpha_n = 10–100$ Вт/(м² · К) функция $E = f(\alpha_n)$ аппроксимируется зависимостью $E = -0.1555 \ln(\alpha_n) + 0.9014$. На основе экспериментальных данных $\alpha_{эксп}$ и с использованием этой функции были рассчитаны соответствующие им значения $\alpha_n = \alpha_{эксп}/E$.

Расчет проводился методом конечных элементов в трехмерной постановке. Расчетная схема представляет собой сборку из четырех пластин, соединенных в монолитную трубу с оребрением.

На рис. 5 показаны поля температур по поверхности и толщине пластин, полученные в результате расчетов для двух вариантов граничных условий (третьего рода), представленных в табл. 2.

Анализ результатов расчетов показал, что в режимах с $\alpha_n < 50$ Вт/(м² · К) при $\Delta t < 130^\circ\text{C}$ характерно неравномерное распределение температур по краям пластины. При этом наблюдаются зоны существенного снижения температуры. Для таких режимов рекомендуется изменять форму элемента, а именно изготавливать пластину овальной или восьмиугольной формы.

В режимах с $\alpha_n > 100$ Вт/(м² · К) (в статье не приводятся) при $\Delta t > 130^\circ\text{C}$ характерно сокраще-

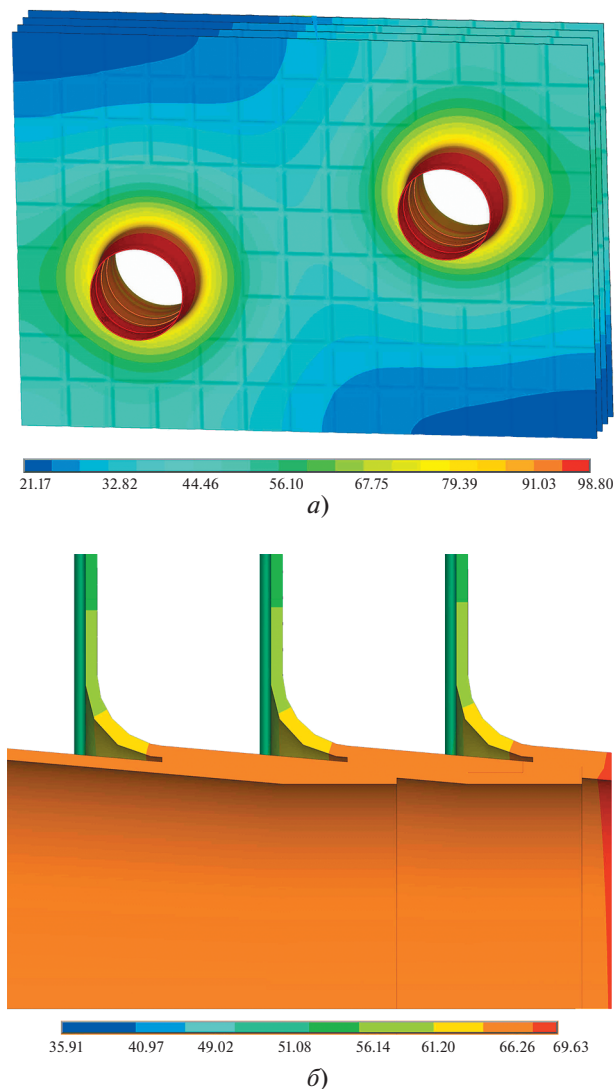


Рис. 5. Распределение температуры, °С, по поверхности (а) и толщине (б) пластин при температуре воздуха 0°С.

Коэффициент теплоотдачи α_n , Вт/(м² · К): а – 21; б – 50

ние доли поверхности, имеющей температуру выше, чем температура воздуха, более чем на 10% Δt , до диаметра около 50 мм вокруг оси трубок. Для таких режимов рекомендуется использовать теплообменники из элементов круглой формы.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

В проведенных экспериментах определялись также коэффициенты сопротивления трения $\xi_{тр}$, отнесенные к одному ряду рассматриваемых оребренных труб при внешнем обтекании сборок воздушным потоком. При этом среднеквадратичная

относительная погрешность доходила до 30%, что было обусловлено высокими относительными погрешностями измерения малых перепадов давления на испытанных малорядных сборках при умеренных скоростях потока. Эксперименты проводились как при принудительной прокачке воздуха через сборку, так и при его естественной тяге (второе лишь со сборкой типоразмера 1). Определялось, при каком значении $\xi_{тр}$ наблюдается равенство перепада давления и аэродинамического сопротивления сборки.

Для двухрядной сборки из круглых элементов КП 20 (типоразмер 3) $\xi_{тр} = 0.8$, а рассчитанное по [5] $\xi_{тр} = 0.185$. Существенное влияние на факт такого расхождения значений $\xi_{тр}$ оказывает задание коэффициента сопротивления C_z , учитывающего малорядность пучка. Согласно [5] при увеличении числа рядов труб z от одного до трех коэффициент C_z изменяется в разы, причем не монотонно, составляя для одного, двух и трех рядов труб соответственно 1.8, 0.4 и 0.8 ($Re = 10^4$).

Для сборки из элементов КП 20 типоразмера 1 согласие экспериментальных и рассчитанных по [7] значений Δp_2 наблюдалось, когда разность Δp_2 представлялась в виде суммы перепадов давления двухрядного коридорного пучка гладких труб при $\xi_{тр} = 0.18$ (соответствует скорости потока в минимальном сечении пучка) и в межреберном зазоре (соответствует скорости потока в сечении канала, не загроможденном трубами) при $\xi_{тр} = A/Re_{н.з}$ (при $A = 89$ соответствует расчетному значению [7] для ламинарного потока, $Re_{н.з}$ – число Рейнольдса в не загроможденном трубами сечении).

ВЫВОДЫ

1. Оребренные сборки можно использовать в реальных газодвижных теплообменных аппаратах при давлении среды внутри труб до 5 МПа и температуре металла до 160°С при резких перепадах в процессе эксплуатации температуры среды и ее замерзании внутри труб.

2. Предложенные в настоящей работе соотношения для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления в потоках сред внесены в общую методику теплогидравлического расчета теплообменных аппаратов, представленную в РД 24.035.05-89 “Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС”.

3. Расчет теплоотдачи показал, что при значениях коэффициента теплоотдачи на наружной стенке трубы и без учета теплопроводности ребер менее 50 Вт/(м² · К) в диапазоне перепада температур наружной поверхности трубы и воздуха, омывающего ребро, до 130°С целесообразно изготовление пластины овальной или восьмиугольной формы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. на изобретение № 2272979. Пластинчатый теплообменник / Б.Н. Либкинд, С.Б. Либкинд. Зарегистрирован в Гос. реестре изобретений РФ 23.03.2006.
2. Лычаков В.Д. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик теплообменников с развитой внешней поверхностью в системах безопасности АЭС: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: НПО ЦКТИ, 2016.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). СПб.: НПО ЦКТИ, 1998.
4. РД 24.035.05-89. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Л.: НПО ЦКТИ, 1991.
5. РБ 040-09. Расчетные соотношения и методики расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов и оборудования водоохлаждаемых ядерных энергетических установок / ГНЦ РФ-ФЭИ; НТЦ ЯРБ. Утв. Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору 20.07.2009.
6. Дрейцер Г.А. Компактные теплообменные аппараты. М.: МАИ, 1986.
7. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990.

An Analysis of Heat Transfer in Assemblies of Finned Heat-Exchange Elements

V. D. Lychakov^a, M. Yu. Egorov^{b, c, d, *}, A. A. Scheglov^a, A. S. Sivovolov^a,
A. S. Matyash^a, and B. F. Balunov^a

^a Polzunov Scientific and Development Association on the Research and Design of Power Equipment (NPO CKTI),
St. Petersburg, 191167 Russia

^b Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, 195251 Russia

^c St. Petersburg State University of Aerospace Instrumentation, St. Petersburg, 190000 Russia

^d St. Petersburg State Forest Technical University, Saint-Petersburg, 194021 Russia

*e-mail: mikhail.yu.egorov@gmail.com

Abstract—Together with the widely used heat exchangers with an extended heat transfer surface, uniquely designed heat-exchange assemblies are also available. This paper presents the results of thermohydraulic tests of finned tube assemblies brazed from KP 20 elements of four sizes. The elements are a 0.4 mm thick plate coated with 0.025 mm thick copper film. One or two 17 mm long tapered necks are drawn in the plates. A set of cones inserted into one another forms a brazed finned tube with a toothed inner surface. To check the resistance of the brazed joint to water temperature gradients, 301 cycles of experiments were carried out to determine the temperature of the water supplied to the assembly. Each cycle differed by the water temperature at the outlet from the upper and lower tubes of the assembly and the temperature of the water and the fin metal. After the experiments, the assemblies retained their shape, dimensions, and tightness. It has been found out that the experimental results agree with the predictions by the regulatory recommended practice if a correction for the small number of rows in the tube bundle is used. The tested assemblies demonstrated high strength characteristics. High fin thickness-averaged heat conductivity at a level of 75 W/(m K) was confirmed. It has been demonstrated that the heat transfer rate increases by a factor of 2.15 as compared to the predictions for smooth tubes with a moderate increase in the hydraulic resistance caused by process protrusions on the tube inner surface. The expressions for thermohydraulic design calculations of heat exchangers consisting of similar tubes were corrected. The calculations were made using expressions from the regulations RD 24.035.05-89 “Thermal and Hydraulic Design Calculation of Heat-Exchange Equipment for Nuclear Power Plants” with amendments taking into account the high degree of finning of the tested tubes and the asymmetry of the edges of the fins relative to the axis of the pressure bearing tubes as well as the small number rows in the tube bundles.

Keywords: surface heat exchanger, thermohydraulic tests, brazed finned tubes, heat transfer enhancement, water/metal temperature