

УДК 536.24;532.5

## ЕСТЕСТВЕННАЯ ЦИРКУЛЯЦИЯ СРЕДЫ В СЛАБО ОТКЛОНЕННОМ ОТ ГОРИЗОНТАЛИ ТЕРМОСИФОНЕ

© 2020 г. Б. Ф. Балунов<sup>1</sup>, \*, В. Д. Лычаков<sup>1</sup>, А. А. Щеглов<sup>1</sup>,  
А. С. Матяш<sup>1</sup>, М. Ю. Егоров<sup>1</sup>, А. О. Борисов<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ОАО “Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова”, Санкт-Петербург, Россия

\*E-mail: iceo@ckti.ru

Поступила в редакцию 05.08.2019 г.

После доработки 10.01.2020 г.

Принята к публикации 10.03.2020 г.

В слабо отклоненном от горизонтали термосифоне при высокой степени его водяного заполнения происходит существенная температурная (плотностная) стратификация среды по поперечному сечению зоны нагрева, приводящая к возникновению естественной циркуляции среды по длине термосифона. При этом в верхней части поперечного сечения термосифона имеет место подъемное движение воды или пароводяной смеси, а в нижней части сечения – опускное. В проведенных экспериментах с термосифоном натуральных размеров рассматриваемая естественная циркуляция повысила в 3–7 раз аксиальный теплоперенос по некипящей воде вдоль всех зон термосифона по сравнению с теплообменом при вертикальной ориентации. Массовая скорость естественной циркуляции по длине зоны нагрева оценена в 25–105 кг/(м<sup>2</sup> с). Проведены оценки коэффициента теплоотдачи и коэффициента гидросопротивления трения на границе противоточных потоков воды при естественной циркуляции. Рассмотрены условия ухудшения охлаждения зоны нагрева термосифона вследствие сепарации пара у его верхней образующей. Снижение массового заполнения термосифона, т.е. рост среднего паросодержания находящейся в нем среды, последовательно приводит к возникновению барботажной конденсации пара в пределах транспортного участка, а затем и зоны охлаждения с уменьшением длины верхнего участка некипящей воды. В пределе происходит переход к пленочной конденсации пара по всей длине зоны охлаждения при противоточном движении пара и пристенной пленки его конденсата над уровнем пароводяной смеси в термосифоне.

DOI: 10.31857/S0040364420030047

### ВВЕДЕНИЕ

Используемые в тепловой и промышленной энергетике термосифоны (ТС) представляют собой полые, запаянные с обоих торцов трубы, частично заполненные двухфазной, в основном пароводяной средой. Их работа основана на гравитационном принципе: противоточном движении парового потока вверх от зоны нагрева (ЗН) к зоне охлаждения (ЗО) и обратном движении пристенной пленки конденсата. Максимальная мощность ТС  $Q_{\text{макс}}$  ограничена гидродинамическим кризисом противоточных потоков пара и конденсата (“захлебывание”), определяющим максимальный расход стекающей пленки конденсата  $G_1$  при рассматриваемом расходе пара  $G_2$ . Для стационарного режима работы ТС рассматривается лишь частный случай “захлебывания”:  $G_1 = G_2$  и  $Q_{\text{макс}} = G_2 r$ , где  $r$  – теплота парообразования (конденсации), Дж/кг. Рекомендации по определению значения  $Q_{\text{макс}}$  для промышленных ТС реального внутреннего диаметра ( $d = 20–80$  мм)

приведены в работах [1, 2] соответственно для вертикальных и наклонных ТС.

Наличие внутри ТС капиллярных вставок – фитилей, позволяющих располагать ЗН над ЗО, или внутренней циркуляционной вставки, образующей опускную ветвь контура естественной циркуляции (ЕЦ), переводят ТС в группу тепловых труб (ТТ). Применение циркуляционной вставки позволяет повысить мощность ТТ относительно  $Q_{\text{макс}}$  для труб одинакового диаметра. Теплогидравлические характеристики такой ТТ рассмотрены в работе [3], где предлагается проведение их расчета по нормативным рекомендациям [4].

Характерные для радиоэлектронной промышленности фитильные ТТ практически не применяются в теплоэнергетике из-за весьма ограниченной мощности. Авторы считают неудачным используемое в радиоэлектронной промышленности понятие “контурный термосифон” для контуров ЕЦ, в которых разнесенные зоны нагрева и охлаждения соединены двумя трубопроводами меньшего диаметра [5]. Таким образом, к контурным термосифонам можно отнести и контуры

ЕЦ системы пассивного отвода теплоты через парогенераторы проекта АЭС-2006. Эти контуры также имеют описанную выше структуру и кратность циркуляции, равную единице, т.е. наличие в трубопроводе, соединяющем ЗН с ЗО, лишь насыщенного пара. Однако их высота составляет около 40 м и мощность – десятки мегаватт. Теплогидравлические характеристики крупномасштабной модели такого контура рассмотрены в работе [6]. Они применяются и в иных проектах систем безопасности АЭС и повсеместно классифицируются как контуры ЕЦ.

Существует понятие “ТС открытого типа”, т.е. заглушенные лишь с одного торца каналы, имеющие только ЗН, заглушенную с нижнего торца, или ЗО, заглушенную с верхнего торца. Открытые торцы таких ТС соединены с “большим объемом” (приводы системы управления и защиты реакторов типа ВВЭР) или с проточной частью трубопроводов большего диаметра (подводящий трубопровод к предохранительной арматуре, закрытой в режиме ожидания, но желательно прогретой до температуры, близкой к температуре среды в защищаемом сосуде или трубопроводе). ТС открытого типа могут работать:

- в двухфазном режиме как отдельные зоны традиционных ТС; их максимальная мощность также ограничена “захлебыванием”;

- в однофазном режиме (некипящая вода или газ). Для таких вертикальных каналов аксиальный теплоперенос по однофазной среде при условии  $dT_v/dz < 0$  осуществляется замкнутыми вихрями естественной конвекции, которые значительно интенсифицируют теплоперенос по сравнению с аксиальной теплопроводностью по рассматриваемой среде, что исследовалось в работах [7–9]. Так, в [8] для воды коэффициент интенсификации доходил до  $\epsilon_k = \lambda_{эф}/\lambda_v = 2.5 \times 10^5$  (при  $\lambda_{эф} = 150$  кВт/(м К)). В этих работах предложены соотношения для расчета  $\epsilon_k$  в вертикальных адиабатных осесимметричных каналах (трубы, концентрические кольцевые каналы).

Слабо отклоненные от горизонтали ТС обладают рядом преимуществ:

- возможностью компактного размещения эффективных внешне поперечно ребренных поверхностей под потолком охлаждаемого помещения или в вертикальных каналах с естественной тягой воздуха;

- возможностью гравитационной самоочистки внешней поверхности поперечно ребренных труб.

ТС с углом отклонения от горизонтали их ЗН  $\beta = 0^\circ - 12^\circ$  использованы в ряде проектов НПО “ЦКТИ” котлов-утилизаторов, установленных на нефтеперерабатывающих заводах России и на центральной аэрационной станции “Водоканал СПб”. Обычно степень водяного заполнения таких ТС  $\epsilon = m_v/(\rho_{хв} V_{ТС}) = 0.4$ , где  $\rho_{хв} = 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

В экспериментах авторов, обосновывающих теплогидравлические характеристики этих ТС, обнаружено, что при  $\beta = 1.35^\circ - 5^\circ$  и  $\epsilon = 0.8 - 0.97$  в их ЗН возникла ЕЦ среды.

Наличие малого отклонения ТС от горизонтали приводило к существенной температурной (плотностной) стратификации среды по поперечному сечению его ЗН, что вызывало ЕЦ с подъемным движением воды или пароводяной смеси в верхней по сечению части ТС и опускным движением воды в ее нижней части.

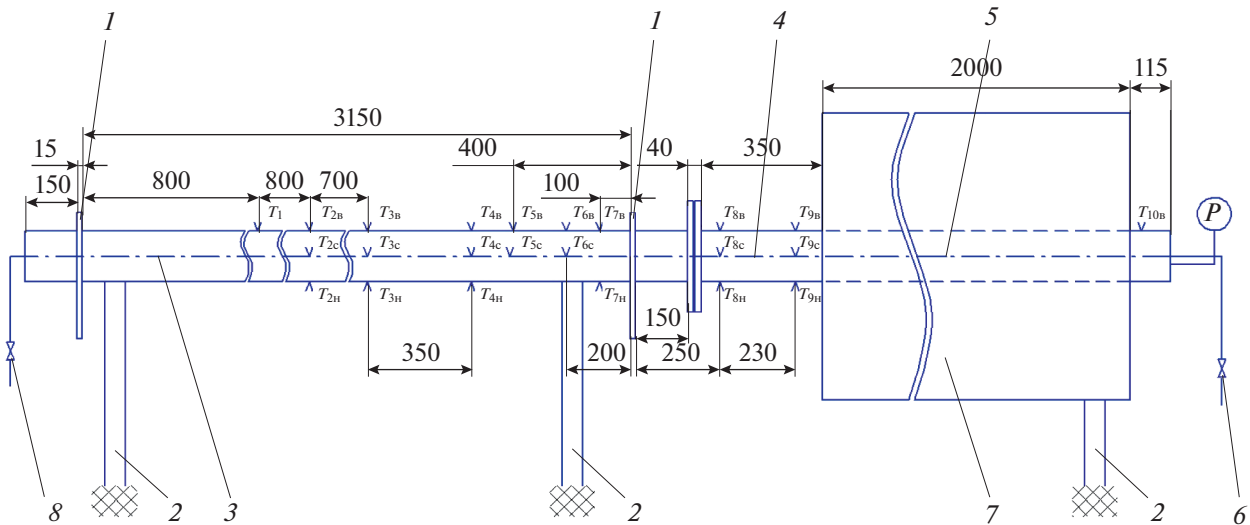
Целью настоящей работы является экспериментальное исследование ТС натуральных размеров для оценки интенсивности ЕЦ при различных углах отклонения ТС от горизонтали и различной степени его водяного заполнения. Кроме того, для такого ТС исследовались и условия перехода к традиционному режиму работы с противоточным движением парового потока и пристенной пленки его конденсата.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Схема испытываемого ТС приведена на рис. 1. Материал ТС – низкотеплопроводная сталь 12Х18Н10Т. Диаметр – 50 мм; толщина стенки – 2 мм; длины ЗН, ЗО и промежуточного транспортно участка (ТУ) составляли соответственно 3.15, 2.0 и 0.55 м. Выбор материала, нехарактерного для ТС (обычно используется высоко теплопроводная Ст20 и большая толщина стенки – 4–6 мм), связан с необходимостью минимизировать для исследуемой внутритрубной ЕЦ растекание теплоты по периметру стенки ТС. Рассматриваемая ЕЦ характеризуется существенным отличием температур среды в верхней и нижней частях поперечного сечения ТС от замеряемых температур наружной поверхности ТС по его верхней и нижней образующим. Растекание теплоты по периметру стенки ТС смазывает картину теплогидравлического процесса.

В экспериментах измерялись давление  $P$  в верхнем сечении ТС, мощность  $Q_{ЗН}$ , затрачиваемая на электрообогрев ЗН, температуры  $T_i$  наружной поверхности ТС. По длине ТС и его периметру располагались 22 термопары, приваренные или прижатые через электроизоляцию к поверхности ТС (рис. 1). Кроме того, замерялась температура охлаждающей воды в коробе  $T_{охл}$ . В каждом эксперименте определялась масса воды в ТС  $m_B$ . Максимальные абсолютные  $\Delta i$  и относительные  $\delta i$  погрешности измерения перечисленных величин составляли (по абсолютной величине):  $\Delta m_B = 0.02$  кг,  $\delta P = 8 \times 10^{-3}$ ,  $\delta Q_{ЗН} = 0.02$ ,  $\Delta T_i = \Delta T_{охл} = 1^\circ\text{C}$ .

Эксперименты проводились при  $\beta = 1.35^\circ - 5^\circ$  и  $\epsilon = 0.3 - 0.97$ . Граница разделения на ЕЦ некипящей воды и пароводяной смеси при ее подъемном движении в верхней по сечению части ТС определялась значением  $\epsilon = 0.915$ . Это значение  $\epsilon$  харак-



**Рис. 1.** Схема ТС: 1 – электрические клеммы; 2 – электроизолированные опоры; 3 – зона нагрева; 4 – транспортный участок; 5 – зона охлаждения; 6, 8 – запорные клапаны; 7 – короб с охлаждающей водой.

теризовало и наиболее интенсивную ЕЦ в ТС. Вероятно, приведенное значение  $\varepsilon$  является характеристикой лишь рассматриваемой геометрии ТС. Однако ЕЦ в слабо отклоненном от горизонтали ТС и определенная степень его водяного заполнения, когда ЕЦ наиболее интенсивна, имеет место и в ТС иных размеров.

Перед проведением каждой серии экспериментов ТС заполнялся холодным конденсатом, а внешний короб 3О заливался охлаждающей водой. Прогрев ЗН ТС вызывал рост давления воды и выделение растворенного в нем воздуха. Сбросом воздуха и порционным замеряемым сбросом части воды (по 0.5–1% от начальной ее массы) из ТС через запорный клапан 6 (рис. 1) в верхнем доннышке ТС и соответствующим увеличением электрической мощности ЗН обеспечивался переход к следующему стационарному эксперименту при сохранении давления в ТС за счет уменьшения плотности воды в нем при росте средней ее температуры.

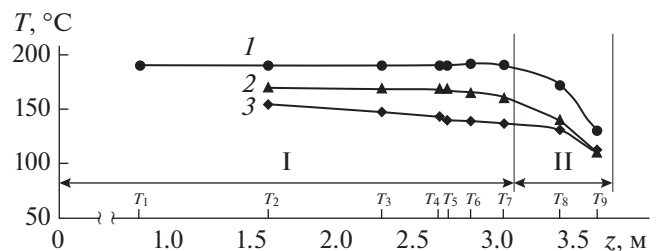
При определенном шаге уменьшения  $\varepsilon$  описанные выше меры уже не обеспечивали полного заполнения ТС некипящей водой. В верхней по поперечному сечению (далее сечению) части объема ЗН появлялись паровые включения, т.е. происходил переход к ЕЦ пароводяной смеси. В этой серии опытов температура охлаждающей воды атмосферного давления в коробе 7 поддерживалась равной 100°C. Ее уровень обеспечивал полное покрытие водой поверхности 3О ТС.

### ЕСТЕСТВЕННАЯ ЦИРКУЛЯЦИЯ НЕКИПАЮЩЕЙ ВОДЫ

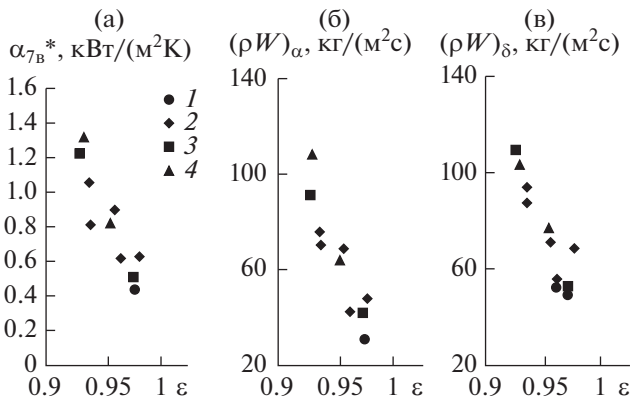
В проведенной серии экспериментов абсолютное давление  $P = 1.8\text{--}3.1$  МПа,  $Q_{30} = 3\text{--}10.5$  кВт. Диапазон  $\varepsilon = 0.915\text{--}0.970$  соответствовал по плот-

ности осредненным температурам воды по объему ТС (84–153)°С. При этом сохранялось заполнение ТС водой при соблюдении для всех замеряемых температур ТС (включая температуры поверхности ЗН) условия  $T_n - T_i > 5^\circ\text{C}$ , обеспечивающего сохранение полного растворения воздуха, содержавшегося в заливаемом конденсате.

На рис. 2 приведено распределение температуры наружной поверхности ТС  $T_i$  по длине ЗН и ТУ для одного из экспериментов. Видна стратификация температур по разным образующим ТС. В ЗН при постоянных по длине, но различных по значениям температурах верхней и средней образующих имеет место рост температуры нижней образующей при движении к нижнему торцу ТС. Такая же температурная стратификация, но со снижением температуры по всем образующим в сторону 3О имеет место и по длине ТУ. Это свидетельствует о существовании в ТС контура ЕЦ.



**Рис. 2.** Распределение температуры поверхности ТС по длине ЗН и ТУ при  $\beta = 4^\circ$ ,  $\varepsilon = 0.92$ ,  $P = 2.74$  МПа,  $T_n = 229^\circ\text{C}$ ,  $Q_{30} = 10.5$  кВт,  $\alpha_{7в} = 1.39$  кВт/(м<sup>2</sup> К),  $(\rho W)_\alpha = 93$  кг/(м<sup>2</sup> с),  $(\rho W)_\delta = 105$  кг/(м<sup>2</sup> с): 1–3 – данные для верхней, средней и нижней образующих трубы; I – ЗН, II – ТУ.



**Рис. 3.** Теплогидравлические характеристики слабо отклоненного от горизонтали ТС при ЕЦ некипящей воды и разных значениях угла наклона ТС: 1 –  $\beta = 1.4^\circ$ , 2 –  $2.8^\circ$ , 3 –  $4.0^\circ$ , 4 –  $5.0^\circ$ .

В термометрируемой по трем образующим верхней половине длины ЗН температуры средней образующей примерно соответствуют полусумме их значений на верхней и нижней образующих. Это обстоятельство дает основание предположить, что подъемный и опускной потоки воды занимают соответственно верхнюю и нижнюю половины сечения трубы.

Предпринят ряд попыток определения интенсивности ЕЦ некипящей воды во всех проведенных экспериментах. При этом авторы допускали, что расстояние 0.25 м (5.5d) адиабатного ТУ от верхней клеммы ЗН до сечения установки с термомпарами  $T_8$  не разрушает контур ЕЦ по ТС, но дает температурное перемешивание в противоточных потоках воды при имевших в них место значениях  $Re_b = (7.6-30) \times 10^3$ . Поэтому показания термопар  $T_{8н}$  и  $T_{8в}$  принимались за среднюю температуру рассматриваемых потоков воды вверху ЗН (при  $z = L_{3н}$ ). Допуская линейное изменение средних температур подъемного и опускного потоков воды по длине ЗН при их одинаковом значении у нижнего торца ТС, определялась средняя температура подъемного и опускного потоков воды в термометрируемых сечениях  $T_{ib}$  и  $T_{in}$  ЗН (в частности, в сечении  $T_{7в}$ ). Ниже описаны методы определения массовой скорости ЕЦ.

1. При замеренной температуре верхней образующей в конце ЗН  $T_{7в}$  и определенной описанным выше методом средней температуре подъемного потока воды в этом сечении  $T_{в7в}$  находился коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{7в} = q_{3н} / (T_{7в} - T_{в7в} - \Delta T_{ст})$  (рис. 3а). Здесь  $q_{3н} = Q_{3н} / (\pi d L_{3н})$ ;  $\Delta T_{ст} = (q_{3н} d / (4 \lambda_{ст})) \{ [2D^2 / (D^2 - d^2)] \ln [D/d] - 1 \}$  – перепад температуры в стенке трубы с распределенным в ней источником теплоты (омическое тепловыделение) при отводе тепла через внутреннюю поверхность трубы;  $d$  и  $D$  – соответственно внут-

ренний и наружный диаметры ТС,  $\lambda_{ст}$  – теплопроводность стенки ТС, Вт/(м К). Далее с использованием соотношения для турбулентной теплоотдачи в трубах  $Nu = \alpha d / \lambda_b = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ , где  $Re = \rho W d / \mu_b$ , находилось значение массовой скорости воды  $(\rho W)_\alpha = (27-105)$  кг/(м<sup>2</sup> с) (рис. 3б), соответствующее определенному выше значению  $\alpha_{7в}$ . Значение  $(\rho W)_\alpha$  увеличивалось с ростом мощности ТС, который имел место при уменьшении степени водяного заполнения модели  $\epsilon$ . Описанное связано с необходимостью повышения температуры среды в ТС в целях ликвидации снижения массового заполнения ТС за счет уменьшения плотности оставшейся в нем воды. Это изменение сопровождается увеличением различия средних температур у верхней и нижней образующих ЗН, т.е. повышением движущего напора контура ЕЦ, температурного напора в ЗО и, как следствие, увеличением отводимого в ней теплового потока.

Смена направления теплового потока от стенки трубы в ЗО должна устранять температурную стратификацию в “подъемной” ветви контура ЕЦ, меняя ее знак на обратный. Между сечениями  $T_8$  и  $T_9$  происходит выравнивание температуры воды по высоте сечения трубы с более резким ее снижением по верхней образующей. Последнее можно связать с характерным для вертикальных ТС с некипящей водой образованием вихрей естественной конвекции, передающих тепловой поток через ТУ от ЗН к ЗО. Это свидетельствует о снижении интенсивности ЕЦ в пределах ТУ и ЗО.

2. Предположив разбиение сечения трубы на две половины для противоточных потоков воды и допустив соответствие средних температур в этих потоках значениям, замеряемым на верхней и нижней образующих ТУ (сечение  $T_8$ ), из уравнения теплового баланса  $Q_{3о} = 0.5(\rho W)_\delta c_p F_{пр} (T_{в} - T_{н})_\delta$  (при  $F_{пр} = \pi d^2 / 4$ ) определяются значения  $(\rho W)_\delta = 50-108$  кг/(м<sup>2</sup> с) (рис. 3в). Они с учетом принятых грубых допущений соответствуют приведенным выше значениям  $(\rho W)_\alpha$ .

3. Практически полное отсутствие на рис. 2 изменения температуры верхней образующей по длине ЗН ( $T_{bi} \approx 190^\circ\text{C}$ , что на  $39^\circ\text{C}$  ниже  $T_{н}$ ). Такая же горизонталь  $T_{bi} = f(z)$  наблюдалась и в других экспериментах ЕЦ без кипения. Это дает основание предположить, что вся мощность, подводимая на отрезке между верхним сечением ЗН и сечением  $T_2$ , т.е. к верхней половине длины ЗН  $Q = 0.5 Q_{3н} = 5.25$  кВт, тратится лишь на подогрев “опускного” потока воды, двигающегося по нижней половине сечения трубы. Кроме того, допускается, что разность температур  $T_{н2} - T_{н7} = 18^\circ\text{C}$  характеризует и средний прогрев этого потока воды на рассматриваемом отрезке ЗН. Расчет при перечисленных допущениях дает значение  $\rho W = 82$  кг/(м<sup>2</sup> с), что также соответствует значениям  $(\rho W)_\alpha$  и  $(\rho W)_\delta$ .

Принятые выше допущения дают право полагать, что мощность, подводимая от верхней половины окружности трубы на рассматриваемом отрезке длины ЗН,  $Q_{\text{ср}} = 0.25 Q_{\text{ЗН}} = 2.62$  кВт, передается через горизонтальное диаметрально сечение ТС потоку воды, двигающемуся по нижней половине сечения ТС. Исходя из этого допущения, а также используя среднюю разность показаний поверхностных термомпар на верхней и нижней образующих между сечениями  $T_2$  и  $T_7$ , можно определить значение коэффициента теплоотдачи через среднее сечение  $\alpha_{\text{ср}} = 2Q_{\text{ср}}/[L_{\text{ЗН}}d(T_{\text{в}} - T_{\text{н}})_{\text{ср}}] = 0.8$  кВт/(м<sup>2</sup> К). Это значение соответствует значительной величине числа Нуссельта, если за характерный размер выбрана половина диаметра канала, т.е.  $Nu = \alpha_{\text{ср}}d/(2\lambda_{\text{в}}) = 29.3$ . При этом более горячая вода располагается вверху, что исключает развитие токов естественной конвекции при аксиальном переносе теплоты по высоте вертикальных однофазных ТС. Поэтому значение  $\alpha_{\text{ср}}$  должно определяться гидродинамикой взаимодействия рассматриваемых противоточных потоков воды и степенью подобия полей скоростей и температур (число Прандтля).

Как и выше, для эксперимента на рис. 2 при допущении о распределении опускного и подъемного потоков воды соответственно по нижней и верхней половинам сечения трубы при  $\rho W = 98$  кг/(м<sup>2</sup> с) проведен гидродинамический расчет контура ЕЦ, занимающего всю длину ЗН. При расчете движущего напора контура  $\Delta P_{\text{дв}} = gL_{\text{ЗН}} \sin \beta (\rho_{\text{оп}} - \rho_{\text{под}})_{\text{в}}$  принималось, что средние значения плотности воды в опускном и подъемном участках контура ЕЦ характеризуют показания термомпар, замеряющих температуру поверхности ЗН в среднем по ее длине в сечении  $T_3$ . Из этих показаний вычиталось значение  $\Delta T_{\text{ст}}$  и связанная с термосопротивлением внутреннего пограничного слоя величина  $\Delta T_{\text{п. сл}} = q_{\text{ЗН}}/\alpha$ , т.е. использовалось ранее приведенное значение  $(T_7 - T_8)_{\text{в}}$  при допущении, что оно сохраняется и в сечении  $T_3$  по всей окружности трубы. Авторы осознают, что приведенные допущения весьма грубы и приемлемы лишь для расчетной оценки.

Для определения  $\rho_{\text{оп}}$  использовалось показание термомпары  $T_{\text{ЗН}}$ , а для  $\rho_{\text{под}}$  – два варианта показаний термомпар, равные  $0.5(T_{\text{Зв}} + T_{\text{Зс}})$  и  $T_{\text{Зв}}$ .

При расчете гидросопротивления трения потока о внутреннюю поверхность трубы и его поворота у нижнего торца ТС учитывались рекомендации [4]:  $\Delta P_{\text{сопр}} = ((2\lambda_{\text{тр}}L_{\text{ЗН}}/d) + \xi_{\text{пов}})(\rho W)^2/2\rho_{\text{ср}}$  при  $\lambda_{\text{тр}} = 0.11[(\Delta/d) + (68/\text{Re})]^{0.25}$  и  $\xi_{\text{пов}} = 1.5$ . Результаты расчетов таковы:  $\Delta P_{\text{дв}} = 53.9$  и  $71.3$  Па,  $\Delta P_{\text{сопр}} = 26.9$  Па. Без учета сопротивления поворота потока сопротивление трения потока о стенку трубы  $\Delta P_{\text{тр}} = 18.9$  Па при  $\text{Re} = 2.37 \times 10^4$ . Отсюда сопротивление трения противоточных потоков

воды на “поверхности их соприкосновения”  $\Delta P_{\text{прот}} = \Delta P_{\text{дв}} - \Delta P_{\text{сопр}} = 27.0$  и  $44.4$  Па, которые превосходят значения  $\Delta P_{\text{тр}}$  в 1.43 и 2.34 раза.

Существенный разброс экспериментальных данных, представленных на рис. 3, в значительной степени связан с погрешностью их определения и не дает четкого представления об увеличении интенсивности ЕЦ с ростом  $\beta$ . Более строго эту взаимосвязь можно определить при рассмотренном ниже материале по ухудшению охлаждения ЗН.

## ДВУХФАЗНАЯ ЕСТЕСТВЕННАЯ ЦИРКУЛЯЦИЯ

При массовом заполнении ТС  $\varepsilon = 0.915$  и компенсирующем увеличении теплового потока ЗН значение  $T_{\text{8в}}$  на верхней образующей ТУ возрастало до температуры насыщения (рис. 4). Горизонталь распределения температуры поверхности верхней образующей ЗН соответствует значению  $198^\circ\text{C}$ , что превышает  $T_{\text{н}}$  на расчетную величину  $\Delta T_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{п. сл}}$ . При расчете  $\Delta T_{\text{п. сл}}$  использовалась рекомендация [4] для кипения воды. При этом по средней и нижней образующим термометрируемой части ЗН сохранялась некипящая вода.

При дальнейшем снижении массового заполнения ТС показания термомпар по всем образующим ЗН начинали приобретать значения, соответствующие кипению воды по всему поперечному сечению трубы. С уменьшением  $\varepsilon$  область этих одинаковых значений температур по всем образующим ЗН расширялась к ее верхней границе. Так, для эксперимента № 22, рассмотренного на рис. 5, лишь в верхнем термометрируемом сечении  $T_7$  показания термомпар  $T_{7с}$  и  $T_{7н}$  указывают на наличие некипящей воды в области нижней и средней образующих трубы.

ЕЦ распространялась на ТУ и на ЗО, где во всех экспериментах, рассмотренных на рис. 4 и 5, имелись области некипящей воды, а ее температура над ЗО  $T_{10}$  превосходила значения  $T_{9с}$  и  $T_{9н}$  на входе в ЗО, тогда как при теплопереносе вихрями естественной конвекции в вертикальных каналах  $dT_{\text{в}}/dz < 0$  по всему сечению трубы. Наличие ЕЦ

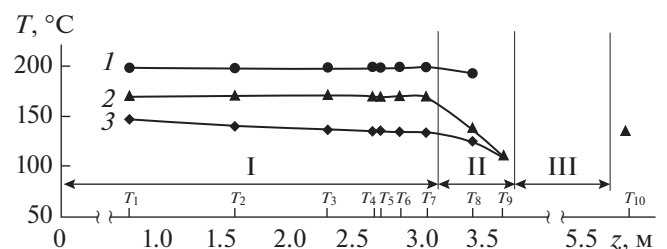


Рис. 4. Распределение по длине температур поверхности ТС в эксперименте № 5 при  $\beta = 2.8^\circ$ ,  $\varepsilon = 0.91$ ,  $P = 1.21$  МПа,  $T_{\text{н}} = 191^\circ\text{C}$ ,  $Q_{\text{ЗО}} = 12.1$  кВт: I–3, II – см. рис. 2; III – ЗО.

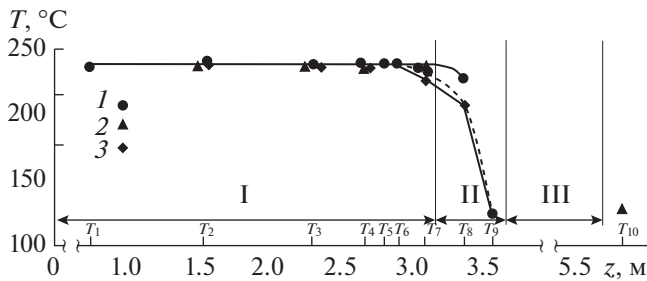


Рис. 5. Распределение по длине температур поверхности ТС в эксперименте № 22 при  $\beta = 2.8^\circ$ ,  $\epsilon = 0.81$ ,  $P = 2.94$  МПа,  $T_H = 230^\circ\text{C}$ ,  $Q_{30} = 8.45$  кВт: 1–3, I, II – см. рис. 2; III – 30.

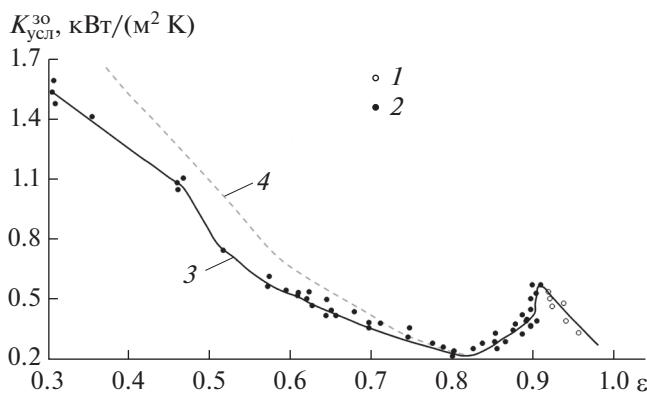


Рис. 6. Зависимость  $K_{\text{усл}}^{30}(\epsilon)$  при  $\beta = 1.5^\circ\text{--}2^\circ$ ,  $P = 1.0\text{--}2.9$  МПа: 1, 2 – некипящий и двухфазный режимы ЕЦ в ЗН; 3, 4 – кривые, обобщающие экспериментальные данные при  $\beta = 1.5^\circ\text{--}2^\circ$  и  $\beta = 4^\circ\text{--}5^\circ$ .

снижало в 3–7 раз по сравнению с теплопереносом в вертикальных каналах падение температуры воды по высоте этих зон и повышало средний температурный перепад между теплообменивающимися средами в 30, а следовательно, и ее тепловой поток.

Появление пара в подъемной ветви контура ЕЦ должно увеличить ее интенсивность из-за значительного снижения плотности среды в подъемной ветви контура и, как следствие, роста его движущего напора. Однако при рассмотренных давлениях уже при малых массовых паросодержаниях  $x$  рост гидросопротивления двухфазной смеси начинает превышать рост движущего напора, что вызывает снижение массового расхода ЕЦ с ростом  $x$ . Так, в соответствии с данными работы [10] для контура ЕЦ реактора АСТ-500 это имело место уже при  $x = 1\text{--}2\%$ . Для рассматриваемого контура, слабо отклоненного от горизонтали, происходит сепарация паровых включений у верхней образующей трубы, что в соответствии с результатами работы [2] при идентичных значениях  $x$  увеличивает объемное паросодержание двухфазного потока  $\phi$  по сравнению с вертикальной трубой и увеличивает его гидросопротивление. Кроме того, ненулевое паросодержание су-

щественно отличает объемные расходы среды в подъемной и опускной ветвях контура и, наряду с повышенной пульсационностью двухфазного потока, должно значительно повысить гидросопротивление трения на границе противоточных потоков среды в ТС. Так, приведенные в последнем разделе статьи значения  $(\rho W)_\delta = 25\text{--}47$  кг/(м<sup>2</sup> с), полученные в экспериментах при  $\epsilon$  и  $Q_{30}$ , характерных для ЕЦ некипящей воды, существенно ниже величин, приведенных на рис. 3в. Отличие можно связать с более низким давлением проведения экспериментов последнего раздела статьи, при котором не обеспечивалось отсутствие пара у верхней образующей ТС.

Косвенно интенсивность ЕЦ в 30 характеризует условный коэффициент теплопередачи в ней  $K_{\text{усл}}^{30} = Q_{30}/(\pi d L_{30}(T_H - T_{\text{охл}}))$ , где  $T_{\text{охл}} = 100^\circ\text{C}$  – температура насыщения охлаждающей воды. Для некипящих режимов ЕЦ в ЗН коэффициент  $K_{\text{усл}}^{30}$  рассчитывался с заменой  $T_H$  на  $T_B$  (средняя температура в ЗН на верхней образующей за вычетом  $\Delta T_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{п.сл.}}$ ). На рис. 6 для  $\beta = 1.5^\circ\text{--}2^\circ$  в виде  $K_{\text{усл}}^{30} = f(\epsilon)$  представлены обработанные таким образом данные экспериментов. Для сопоставления также нанесена кривая, обобщающая данные экспериментов при  $\beta = 4^\circ\text{--}5^\circ$ . При  $\epsilon > 0.8$  единая кривая удовлетворительно описывает данные обеих групп экспериментов. Эта кривая имеет максимум ( $K_{\text{усл}}^{30} \approx 0.51\text{--}0.55$  кВт/(м<sup>2</sup> К)) при  $\epsilon = 0.915$  и минимум ( $K_{\text{усл}}^{30} \approx 0.21$  кВт/(м<sup>2</sup> К)) при  $\epsilon = 0.81$ .

Максимальное значение  $K_{\text{усл}}^{30}$  связано с переходом к режиму ЕЦ двухфазной среды у верхней образующей ЗН и характеризует максимальный расход ЕЦ по всему ТС, включая 30. В подтверждение этого положения на рис. 7 представлены данные по переохлаждению воды относительно температуры насыщения в верхнем сечении ТС (над 30)  $\Delta T_{H10} = T_H - T_{10} = f(\epsilon)$ . Как и на рис. 6, для некипящих режимов ЕЦ в ЗН значение  $\Delta T_{H10}$  рассчитывалось с заменой  $T_H$  на  $T_B$ . При максимальной интенсивности ЕЦ наблюдается минимум  $\Delta T_{H10}$ . Минимальное значение  $K_{\text{усл}}^{30}$  и связанная с ним максимальная величина  $\Delta T_{H10}$  имеет место при переходе к кипящему режиму по всему объему ЗН и снижении интенсивности ЕЦ в ТУ и в 30.

Дальнейшее снижение  $\epsilon$  приводило к увеличению паросодержания в верхней по сечению части ТУ и интенсификации аксиального переноса теплоты по некипящей воде в 30. Последнее наблюдалось в работе [11] с вертикальным ТС, где в верхней части 30 происходило охлаждение конденсата, а в нижней части – конденсация паровых включений, поднимающихся из ЗН. Подобное можно видеть в экспериментах [3] с вертикальной ТТ с циркуляционной вставкой ( $L = 5.4$  м при

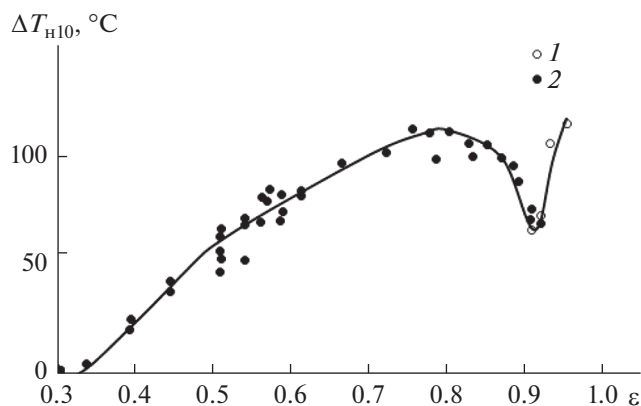


Рис. 7. Переохлаждение воды в верхнем сечении ТЭ по сравнению с  $T_n$  при  $\beta = 4^\circ\text{--}5^\circ$ ,  $P = 0.9\text{--}3.0$  МПа: 1, 2 — некипящий и двухфазный режимы ЕЦ в ЗН.

$L_{\text{ЗН}} = 3$  м) при термосифонном режиме работы (недостаточное водяное заполнение ТТ не позволяло сверху замкнуть контур ЕЦ). В этой работе при  $P_{\text{верх}} = 24\text{--}30$  кПа и высоте уровня воды 4–4.5 м давление в нижней части ЗН составляло 60–65 кПа. Поэтому при  $q_{\text{ЗН}} = 10$  кВт/м<sup>2</sup> отсутствовало даже поверхностное кипение и имел место аксиальный перенос теплоты по некипящей воде, интенсифицируемый вскипанием воды в верхней части ЗН и в ТУ.

Дальнейшее снижение значения  $\epsilon$  приводило к появлению двухфазной смеси во всем объеме ТУ и его распространению на ЗО с включением нижней части длины этой зоны в режим барботажной конденсации, т.е. конденсации паровых включений в воде, охлажденной на поверхности ЗО, имеющей температуру  $T_{\text{пов}}$ . Как показано в [11], из-за большой площади теплопередающей поверхности всплывающих паровых пузырей и значительной турбулизации ими водяной среды интенсивность теплоотдачи при барботажной конденсации  $\alpha = q_{\text{зо}} / (T_n - T_{\text{пов}})$  весьма высока. При  $\phi_{\text{зо}} = 0.16\text{--}0.62$  и давлении ниже 4 МПа она превосходила интенсивность теплоотдачи при пленочной конденсации пара.

Снижение значения  $\epsilon$ , т.е. общее увеличение доли длины ЗО, занятой барботажной конденсацией, приводило к росту  $K_{\text{усл}}^{\text{зо}}$  и снижению  $\Delta T_{\text{н10}}$ . При  $\epsilon \approx 0.32$  происходил переход к пленочной конденсации в верхней части ЗО, характеризующейся близким к нулю значением  $\Delta T_{\text{н10}}$ . Появлялся уровень пароводяной смеси в этой части ЗО. Однако в расположенной под уровнем части ЗО сохранялась барботажная конденсация.

На рис. 6 и 7 не проведено разделения данных по давлению среды, что несколько увеличило их разброс, но практически не изменило характер рассматриваемых зависимостей.

Значения  $K_{\text{усл}}^{\text{зо}}$  и  $\Delta T_{\text{н10}}$  при  $\epsilon > 0.8$  в основном характеризуют интенсивность ЕЦ воды по длине ЗО, т.е. распределение ее температуры, влияющее на средний температурный напор в ЗО. Если данные, приведенные в последнем разделе статьи, указывают на определенную интенсификацию ЕЦ в ЗН с ростом значения  $\beta$ , то идентичность значений  $K_{\text{усл}}^{\text{зо}}(\epsilon)$  на рис. 6 в диапазоне  $\epsilon = 0.8\text{--}0.97$  при разных углах наклона ТС, вероятно, связана со сменой направления пристенного теплового потока в ЗО, который более интенсивно разрушает температурную стратификацию при более высоких значениях  $\beta$  и нивелирует его влияние на теплоперенос по длине ЗО.

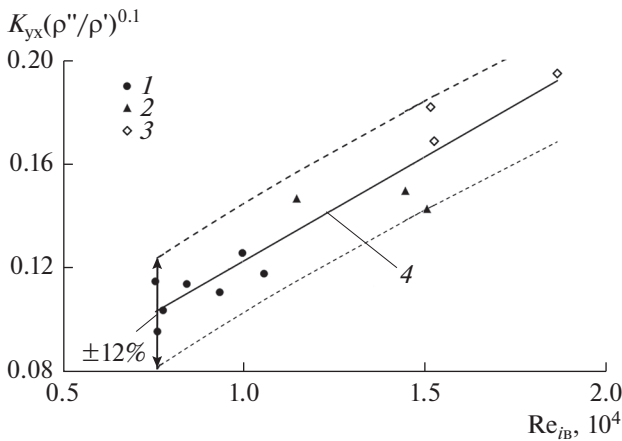
В диапазоне  $\epsilon = 0.3\text{--}0.8$  интенсивность теплоотдачи при барботажной конденсации должна возрастать с увеличением скорости всплывания паровых пузырей, которая, в соответствии с рекомендациями работы [2], увеличивается с ростом угла наклона ТС. С этим авторы связывают более высокие значения  $K_{\text{усл}}^{\text{зо}}(\epsilon)$  при  $\beta = 4^\circ\text{--}5^\circ$  по сравнению с данными при  $\beta = 1.5^\circ\text{--}2^\circ$ . Отличие между ними увеличивается со снижением значения  $\epsilon$ , или с уменьшением верхнего участка, занятого охлажденной водой ( $\Delta T_{\text{н10}} > 0$ ).

Последующее уменьшение массового заполнения ТС, проводимое вне рассматриваемой серии экспериментов, способствовало переходу к пленочной конденсации пара по всей высоте ЗО, т.е. расположению физического уровня пароводяной смеси ниже ЗО. Над этим уровнем осуществлялось характерное для работы ТС противоточное движение пара и пристенной пленки его конденсата. При рассматриваемом здесь малом отклонении ТС от горизонтали преобладало азимутальное стекание пленки с неравномерным ее распределением по периметру стенки ТС. Поэтому на подходе к ЗН по верхней образующей трубы водяная пленка отсутствовала или в ней уже имелись разрывы, приводящие к ухудшению охлаждения ЗН. Для исключения этого нежелательного явления, требовалось полное заполнение ЗН пароводяной смесью — поддержание ее уровня выше ЗН.

Для вертикальных ТС такого же диаметра при мощности ЗН, близкой к  $Q_{\text{макс}}$ , вследствие осесимметричного распределения расхода конденсата по периметру трубы на значительной части высоты ЗН происходит выпаривание пленки с образованием в ней разрывов лишь на нижних 10–12% высоты ЗН (при  $dQ/dz = \text{const}$  и значении  $Q_{\text{ЗН}}$ , близком к  $Q_{\text{макс}}$ ). Поэтому для них допускается весьма низкая степень водяного заполнения ЗН.

#### УХУДШЕНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ЗОНЫ НАГРЕВА

Отдельная серия экспериментов проведена также при высокой степени водяного заполнения



**Рис. 8.** Обобщение экспериментальных данных по параметрам начала ухудшения охлаждения ЗН ТС при  $P = 0.9\text{--}3.0$  МПа и следующих углах наклона: 1 –  $1.35^\circ$ , 2 –  $1.53^\circ$ , 3 –  $2.0^\circ$ ; 4 – расчет по формуле (1).

ТС  $\varepsilon = 0.92\text{--}0.96$ ,  $\beta = 1.35^\circ\text{--}2^\circ$ , но при более низком давлении по сравнению с рассмотренном выше, сохраняя  $Q_{\text{ЗН}} = \text{idem}$ . В диапазоне давления среды  $0.8\text{--}3.0$  МПа и  $Q_{\text{ЗН}} = 6.1\text{--}13.9$  кВт малые массовые скорости ЕЦ  $(\rho W)_\delta$ , составляющие при  $\beta = 1.35^\circ, 1.53^\circ$  и  $2^\circ$  соответственно  $26\text{--}28, 30\text{--}33, 39\text{--}47$  кг/м<sup>2</sup>с, не обеспечивали теплоотвода по некипящей воде. Происходило образование паровой прослойки в районе верхней образующей ТС даже при фиксации термопарой  $T_{8в}$  недогрева воды до температуры насыщения в подъемном ее потоке на выходе из ЗН. В пределах ЗН в этом потоке дополнительно происходила локальная температурная стратификация воды по сечению трубы и перегрев ее поверхности выше значения  $T_{\text{кип}}$ , рассчитанного по рекомендациям [4] для пузырькового кипения. Данный перегрев фиксировался лишь в верхней части ЗН термопарами  $T_{5в}\text{--}T_{7в}$ . За начало фиксации ухудшения охлаждения верхней образующей ЗН принималось минимальное значение продольной координаты  $z_{yx}$ , в сечении которой термопара  $T_{i,в}$  фиксировала превышение значения  $T_{\text{кип}}$  более чем на 6 К (снижение в два раза коэффициента теплоотдачи по сравнению с расчетом по [4] для пузырькового кипения). Описанным выше методом определялась средняя температура подъемного потока воды  $T_{i,в}$  в сечении с координатой  $z_{yx}$ , а также значение безразмерного критерия Якоба  $Ja_{i,в} = c_p(T_n - T_{i,в})/r$ .

В безразмерном виде значение теплового потока, характеризующее начало ухудшения охлаждения ЗН, можно выразить функцией  $K_{yx} = f(Re_b, Ja_b, \beta)$ . Повышение скорости ЕЦ и связанного с ней числа Рейнольдса  $Re_b = (\rho W)_\delta d / \mu_b$  в основном было вызвано увеличением значения  $\beta$  (ростом движущего напора контура ЕЦ). Поэтому значение

$Re_b$  является наиболее представительным аргументом, характеризующим гидродинамику потока.

При расчете значения  $K_{yx} = (\rho W)''_{yx} / [g\sigma(\rho'')^2 \times (\rho' - \rho'')]^{0.25}$  массовая скорость парового потока в сечении  $z_{yx}$  определялась как  $(\rho W)''_{yx} = (Q_{\text{ЗН}z})_{yx} / (L_{\text{ЗН}} r F_{\text{пр}})$ . Авторы полагают, что такое определение значения  $(\rho W)''_{yx}$  весьма условно. Паровая прослойка у верхней образующей трубы в основном создается лишь тепловым потоком от поверхности части трубы, которая ограничивает сверху эту прослойку. Отмеченная в работе [12] высокая интенсивность конденсации паровых включений в воде, недогретой до  $T_n$  лишь на  $(1\text{--}2)$  К, не создает заметную паровую подпитку от расположенной ниже поверхности трубы.

На рис. 8 в координатах  $K_{yx}/(\rho'/\rho'')^{0.1}\text{--}Re_b$  при параметре  $\beta$  представлено обобщение экспериментальных данных, которое достигалось соотношением

$$K_{yx} = 236 \times 10^{-4} Re_b^{0.68} (\rho'/\rho'')^{0.1}. \quad (1)$$

Относительное отклонение экспериментальных данных от рассчитанных по (1) значений не превышает 12%. Значения  $Re_{i,в}$  отражают и взаимосвязь  $K_{yx} = f(\beta)$ .

При  $\beta = 1.35^\circ$  в сечении с координатой  $z_{yx}$  имел место узкий диапазон изменения  $Re_{i,в} = (7.6\text{--}10.6) \times 10^3$  при широком изменении  $Ja_{i,в} = 0\text{--}0.072$ , чему соответствовали значения  $T_n - T_{i,в} = 0\text{--}29$  К. При этом влияние изменения критерия Якоба на значение  $K_{yx}$  не отмечалось, хотя в работе [13] при охлаждении снизу плоских пластин и  $Ja \leq 0.4$  оно описывалось множителем  $(1 + 0.1Ja(\rho''/\rho')^{0.1})$ , вводимым в правую часть уравнения, подобного соотношению (1).

При  $\beta = 2.4^\circ$  и исследованных значениях  $Q_{\text{ЗН}} \leq 17.6$  кВт ( $q_{\text{ЗН}} \leq 39$  кВт/м<sup>2</sup>) ухудшения охлаждения ЗН не фиксировалось, хотя расчет по соотношению (1) должен был его показать. Поэтому следует ограничить пределы применения соотношения (1) значениями  $\beta = 1.35^\circ\text{--}2^\circ$ .

Полученные значения закризисной теплоотдачи приемлемы:  $\alpha_{\text{закр}} = q_{yx} / \Delta T_{\text{пер}} = 0.3\text{--}1.7$  кВт/(м<sup>2</sup> К), где  $\Delta T_{\text{пер}} = T_{7в} - T_n - \Delta T_{\text{ст}}$ . При допущении ламинарного характера движения паровой прослойки значения  $\alpha_{\text{закр}}$  эквивалентны толщине паровой прослойки  $\delta = \lambda'' / \alpha_{\text{закр}} < 0.1$  мм, что нереально. Допустимо предположение, что отличие скоростей движения пара и воды вызывает срыв капель с границы их раздела и орошение ими перегретой поверхности трубы, повышая до полученных значений закризисную теплоотдачу. Приведенные значения  $\alpha_{\text{закр}}$  соответствуют минимальным значениям  $\alpha_{\text{закр}}$  в работе [13], где



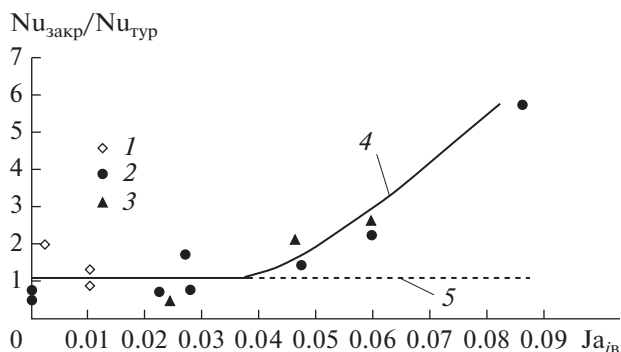


Рис. 9. Обобщение экспериментальных данных по закризисной теплоотдаче в ЗН ТС: 1–3 – см. рис. 8; 4, 5 – кривые, обобщающие экспериментальные данные и результаты расчета  $Nu_{закр} = Nu_{тур}$  соответственно.

для горизонтальных охлаждаемых снизу пластин  $(\alpha_{закр})_{\min} = 0.5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .

Полученные значения  $\alpha_{закр}$  в 4.5–10 раз меньше величин, рассчитанных по рекомендациям [4] для пузырькового кипения воды, но соответствуют или несколько выше значений, рассчитанных по формуле для турбулентного потока воды  $Nu_{тур} = 0.023(Re^{0.8}Pr^{0.4})_{i,в}$ . Для сопоставления на рис. 9 приведена обработка вида  $Nu_{закр}/Nu_{тур} = f(Ja_{i,в})$ , где  $Nu_{закр} = \alpha_{закр}d/\lambda'$ . Помимо линии 4, обобщающей экспериментальные данные, на графике представлена горизонталь 5 со значением, соответствующим  $Nu_{закр} = Nu_{тур}$ . В диапазоне значений  $Ja_{i,в} = 0–0.035$  имеется соответствие экспериментальных и расчетных данных, что в определенной степени является случайным совпадением, подтверждающим лишь приемлемость расчета закризисной теплоотдачи по соотношению для потока воды. При более высоких значениях аргумента наблюдается интенсификация теплообмена, связанная с утоньшением паровой прослойки при орошении ее каплями воды, недогревой до  $T_H$ .

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведено экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик ТС натурных размеров при углах отклонения от горизонтали  $1.35^\circ–5^\circ$ .

2. Продемонстрировано возникновение естественной циркуляции среды по длине испытываемого ТС при высокой степени его водяного заполнения.

3. Оценена интенсивность рассматриваемой естественной циркуляции и ее зависимость от степени водяного заполнения ТС.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балунув Б.Ф., Говядко Д.Г., Илюхин Ю.Н., Киселев В.И. Необходимая степень заполнения и предельная мощность двухфазного термосифона // Теплоэнергетика. 1992. № 8. С. 57.
2. Балунув Б.Ф., Белов А.А., Ильин В.А., Сайкова Е.Н., Щеглов А.А. Теплогидравлические характеристики и парогазораспределение в слабоотклоненном от горизонтали термосифоне // Теплоэнергетика. 2007. № 5. С. 39.
3. Балунув Б.Ф., Белов А.А., Ильин В.А., Щеглов А.А., Сайкова Е.Н. Теплогидравлические процессы в тепловой трубе с центральной циркуляционной вставкой при низком давлении // ТВТ. 2008. Т. 46. № 4. С. 545.
4. РД 24.035.05-89. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Л.: НПО ЦКТИ, 1991. 362 с.
5. Дмитриев В.И., Майданик Ю.Ф. Разработка и исследования контурного термосифона с плоским испарителем при различных углах наклона // ТВТ. 2018. Т. 56. № 1. С. 86.
6. Безлепкин В.В., Кухтевич В.О., Светлов С.В., Сидоров В.Г., Алексеев С.Б., Балунув Б.Ф., Щеглов А.А., Ильин В.А., Ляпин Н.В. Экспериментальное исследование теплогидравлических процессов для системы пассивного отвода тепла ленинградской АЭС // Атомная энергия. 2010. Т. 106. Вып. 5. С. 278.
7. Остроумов Г.А. Свободная конвекция в условиях внутренней задачи. М.–Л.: ГИТТЛ, 1952. 286 с.
8. Бабыкин А.С., Балунув Б.Ф., Живицкая Т.С., Кууль В.С., Носатов В.Н., Фальков А.А. Экспериментальное исследование теплогидравлических процессов и газораспределения в модели страховочного корпуса АСТ-500 // Атомная энергия. 1993. Т. 74. Вып. 2. С. 108.
9. Балунув Б.Ф., Говядко Д.Г., Прохоров В.А., Пустыльник П.Н. Аксиальный перенос тепла в заглушенных сверху каналах с однофазным теплоносителем // Теплоэнергетика. 1991. № 9. С. 66.
10. Алферов Н.С., Бабыкин А.С., Балунув Б.Ф., Рыбин Р.А., Вахрушев В.В., Кууль В.С., Смирнов Е.Л. Циркуляционные характеристики контура естественной циркуляции крупномасштабной модели слабокипящего реактора // Атомная энергия. 1985. Т. 58. Вып. 3. С. 159.
11. Андреев П.А., Балунув Б.Ф., Говядко Д.Г., Живицкая Т.С., Киселев В.И. Интенсивность конденсации пара на поверхности вертикального заглушенного сверху канала // Теплоэнергетика. 1993. № 3. С. 50.
12. Крошилин А.Е., Крошилин В.Е., Нигматулин Б.И. Влияние относительного движения и объемной концентрации на межфазный теплообмен в парожидкостных средах // ТВТ. 1984. Т. 22. № 2. С. 355.
13. Балунув Б.Ф., Бабыкин А.С., Живицкая Т.С. Комплекс замыкающих соотношений, описывающих интенсивность охлаждения днища реактора в залитой водой шахте. Сб. Теплогидравлические коды для энергетических реакторов. Тез. докл. отрасл. конф. Обнинск, 2001. С. 118.