

Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 2. С. 88–97
Thermal processes in engineering, 2023, vol. 15, no. 2, pp. 88–97

Обзорная статья
УДК 621.039.59
DOI: 10.34759/tpt-2023-15-2-88-97

Обзор работ по теплообмену и кризису теплоотдачи в кольцевых каналах с закруткой потока

Э.А. Болтенко¹✉

¹ *Электрогорский научно-исследовательский центр по безопасности атомных электростанций, Электрогорск, Россия*
boltenko@erec.ru✉

Аннотация. Представлен обзор работ по теплообмену и кризису теплоотдачи в кольцевых каналах с закруткой и закруткой и транзитным потоком. Показано, что на вогнутой поверхности выделяются три области. В первой имеет место значительное повышение критического теплового потока (КТП) по сравнению с гладким каналом. В третьей области КТП с повышением паросодержания снижается. Вторая область является переходной. На выпуклой поверхности выделяются две области. В первой области КТП несколько ниже либо равны КТП для гладкого канала. Во второй области имеет место резкое уменьшение КТП при незначительном увеличении паросодержания. В этой области критическое паросодержание практически не зависит от плотности теплового потока. Для кольцевых каналов с закруткой и транзитным потоком на выпуклой и вогнутой поверхностях КТП значительно выше соответствующих значений КТП как для гладкого кольцевого канала, так и кольцевого канала с закруткой. Представлены зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи и критических тепловых потоков на выпуклой и вогнутой теплоотдающих поверхностях как для гладкого кольцевого канала, так и кольцевого канала с закруткой.

Ключевые слова: закрутка, закрутка и транзитный поток, кризис теплоотдачи

Для цитирования. Болтенко Э.А. Обзор работ по теплообмену и кризису теплоотдачи в кольцевых каналах с закруткой потока // Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 2. С. 88–97. DOI: 10.34759/tpt-2023-15-2-88-97

Original article

An overview on thermal exchange and crisis of heat transfer release in the annular channels with flow swirl

E.A. Boltenko¹✉

¹ *Electrogorsk Research and Development Center for Nuclear Power Plants Safety, Electrogorsk, Russia*
boltenko@erec.ru✉

Abstract. The article presents an overview on the works concerning heat transfer and crisis of heat release in the annular channels with the swirl, and with the swirl and a transit flow. The author shows that three regions are being distinguished on the concave surface. Significant critical heat flux (CHF) increase exists in the first region, compared to the smooth channel. Critical heat flux decreases in the third region with the steam content increase. The second region is transitional one. Two regions are being distinguished on a convex sur-

face. In the first area, the CHF are slightly lower or equal to the ones for the smooth channel. In the second region, drastic fall of the CHF exists at the insignificant steam content increase. In this area herewith the critical steam content is practically independent from the heat flux density. The CHF for the annular channels with the swirl and transit flux and on both concave and convex surfaces is much higher than the respective CHF values for both smooth annular channel and annular channel with swirl. The article presents the dependencies for the heat transfer coefficients and critical heat fluxes determining on convex and concave heat releasing surfaces for both annular channel and annular channel with swirl.

Keywords: heat transfer crisis, a swirl, swirl and a transit flow

For citation. Boltenko E.A. An overview on thermal exchange and crisis of heat transfer release in the annular channels with flow swirl. *Thermal processes in engineering*, 2023, vol. 15, no. 2, pp. 88–97. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2023-15-2-88-97

Введение

Во многих теплопередающих устройствах закрутка потока используется при наличии двух теплоотдающих (тепловыделяющих) поверхностей (например, оребренные тепловыделяющие элементы, кольцевые тепловыделяющие элементы с закруткой потока). Известно, что в парогенерирующих устройствах закрутка потока вследствие определенной направленности поля массовых сил увеличивает интенсивность теплосъема и критического теплового потока (КТП) на вогнутой теплоотдающей поверхности [2–8]. Исследования влияния закрутки потока на интенсивность теплосъема и КТП применительно к выпуклым теплоотдающим поверхностям немногочисленны. Так, в работе [1] отмечается, что закрутка потока в области недогретой жидкости (поверхностное кипение) приводит к снижению критических тепловых потоков на выпуклых теплоотдающих поверхностях. Сведения об интенсивности теплосъема в области двухфазного потока применительно к выпуклым теплоотдающим поверхностям парогенерирующих каналов с закруткой потока отсутствуют.

Для интенсификации теплосъема в теплопередающих устройствах во многих случаях используется закрутка потока. Использование закрутки потока для вогнутых теплоотдающих поверхностей дает положительный эффект, для выпуклых теплоотдающих поверхностей использование закрутки потока не эффективно [9].

Для повышения теплосъема и запасов до кризиса теплоотдачи на выпуклых теплоотдающих поверхностях теплопередающих устройств используют взаимодействующие закрученные потоки [9, 15, 16].

В статье рассмотрены результаты исследования теплосъема и кризиса теплоотдачи в кольцевых каналах с закруткой, закруткой и транзитным потоком.

1. Кризис теплоотдачи в кольцевых каналах с закруткой

1.1. Вогнутые теплоотдающие поверхности

На рис. 1 показан кольцевой канал с закруткой. На рис. 2 – характерная зависимость $q_{кр} = f(x)$ на вогнутой теплоотдающей поверхности кольцевого канала с закруткой [10].

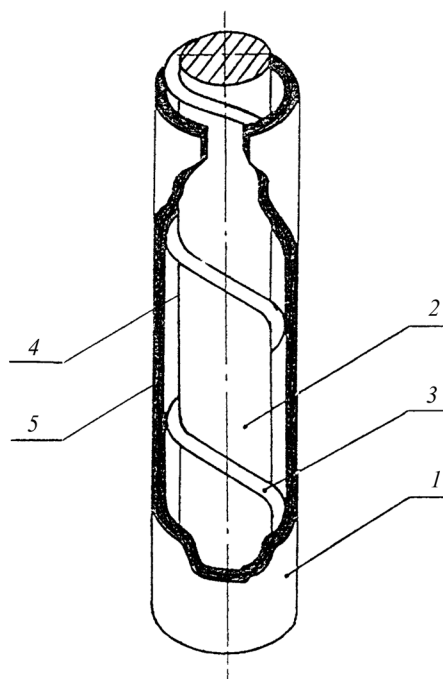


Рис. 1. Кольцевой канал с закруткой: 1, 2 – тепловыделяющие элементы; 3 – закручивающее устройство; 4 – выпуклая теплоотдающая поверхность; 5 – вогнутая теплоотдающая поверхность

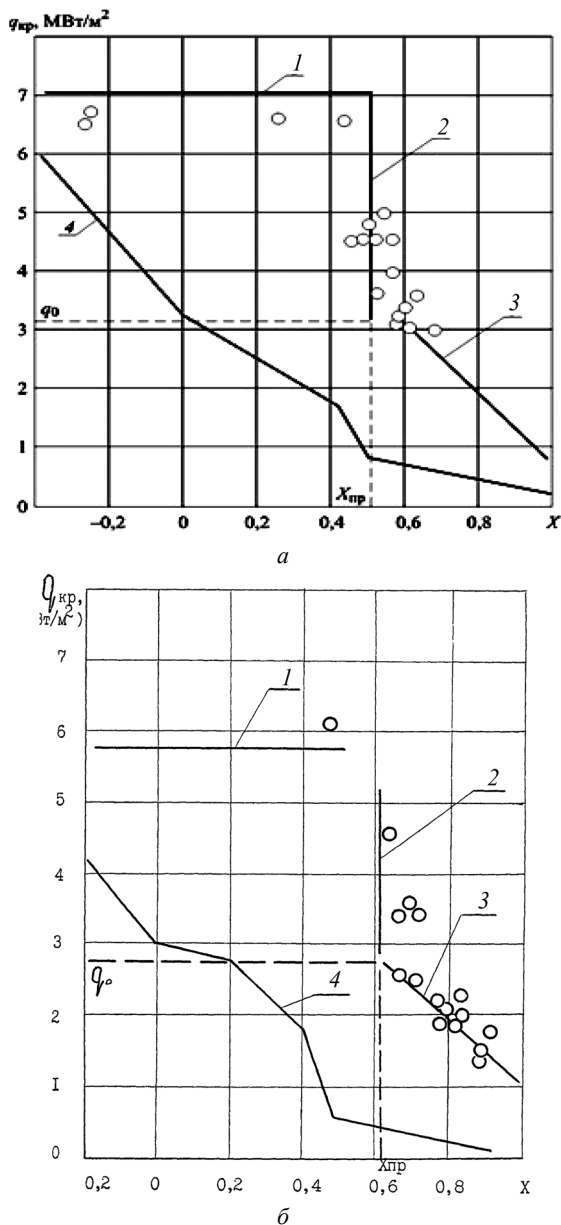


Рис. 2. Зависимость критического теплового потока от паросодержания. Кольцевой канал с закруткой потока [9, 10]. Вогнутая теплоотдающая поверхность. $P = 11.9$ МПа, $T / \pi d = 1.194$; 1, 2, 3 – расчет по зависимостям (1)–(3) – канал с закруткой; 4 – расчет по зависимостям для гладкого кольцевого канала [9]; $\rho W = 1920$ кг/(м²с) (а); $\rho W = 1069$ кг/(м²с) (б)

На зависимостях плотности критического теплового потока КТП от паросодержания $q_{кр} = f(x)$ можно выделить три области, где $q_{кр} = f(x)$ имеет различный характер. В области 1 (рис. 2) КТП выше соответствующих значений КТП для гладкого кольцевого канала. В этой области значения КТП в широкой области изменения паросодержаний практически постоянны. Отсутствие влияния недогрева на значе-

ния КТП при вихревом движении потока получено также в работе [3]. Между тем известно, что при прямолинейном движении потока величина недогрева оказывает существенное влияние на КТП. По-видимому, центробежное ускорение, возникающее в закрученном потоке, способствует удалению пузырьков от стенки, тем самым ускоряя их конденсацию в ядре потока. По этой же причине затруднен приток недогретой до температуры насыщения t_s жидкости из ядра потока к теплоотдающей стенке. Кроме того, вследствие закрутки потока у вогнутой поверхности образуется слой жидкости с переменным по ее толщине давлением [6]. У стенки давление выше, а у поверхности раздела фаз ниже, то есть имеет место кипение в условиях переменного давления. Физически картина кипения жидкости и возникновение кризиса в условиях переменного давления недостаточно ясна. Можно лишь отметить, что, поскольку в этом случае с удалением от стенки температура насыщения снижается, перепад температур $t_{ст} - t_{si}$ растет (t_{si} – температура насыщения в i -м сечении), то есть по всей толщине жидкостного слоя создаются благоприятные условия для кипения, во всяком случае, влияние недогретого ядра на возникновение кризиса ослабевает. Благодаря действию центробежных сил унос жидкости из пленки затруднен, поэтому толщина ее в широком диапазоне меняется слабо. Все это и обеспечивает постоянство значений КТП в широкой области изменения паросодержаний (рис. 2). Температурный режим теплоотдающей поверхности для кризисных режимов в области 1 указывает на локальный характер возникновения кризиса теплообмена. В области 1 влияние режимных параметров на КТП качественно такое же, как и при пузырьковом режиме для гладкого кольцевого канала. Влияние скорости прямое: с повышением скорости растет КТП, к увеличению КТП приводит также снижение шага закрутки. Учитывая вышесказанное, экспериментальные данные в этой области обработаны следующим образом:

$$q_{кр} = 0.105 \cdot (\rho' / \rho'')^{0.15} \cdot Re^{0.35}, \quad (1)$$

где $Re = u_0 d_r / \nu'$; $u = u_0 (1 + (\pi d / T)^2)^{0.5}$; $u_0 = \rho W / \rho'$; ρ' , ρ'' – плотность воды и пара на линии насыщения, кг/м³; ρW – массовая скорость, кг/(м²с); T – шаг закрутки на 180°; d_r – гидравлический диаметр кольцевого канала.

В области 2 имеет место снижение КТП, которое происходит до некоторой величины q_0 (рис. 2). В области 3 темп снижения КТП от паросодержания определяется массовой скоростью. Влияние массовой скорости на КТП прямое, то есть с увеличением ρW значения КТП растут.

Опытные данные в области 3 описаны следующей зависимостью:

$$q_{кр} = (2.7 - 4.35(x - x_{кр}))(\rho W / 1000)^{0.5}. \quad (2)$$

Область 2 может рассматриваться как переходная между областями 1 и 3. В этом случае задаются левая и правая границы переходной области. Плотность критического теплового потока в переходной области определяется путем линейной интерполяции. Паросодержание, при котором начинается переход к области 2, может быть выражено в виде некоторого предельного паросодержания $x_{кр}$:

$$x_{кр} = 1 - \exp\left(\frac{-1.5 \cdot \pi \cdot d / T}{\sqrt{1 + \left(\frac{\pi \cdot d}{T}\right)^2 \cdot \left(\frac{\rho W}{1000}\right)}}\right). \quad (3)$$

1.2. Выпуклые теплоотдающие поверхности

На выпуклой теплоотдающей поверхности на зависимости $q_{кр} = f(x)$ можно выделить две области. В первой области КТП несколько ниже либо равен значению КТП для гладкого кольцевого канала при соответствующих режимных параметрах и практически линейно уменьшаются с увеличением x (рис. 3, а). Во второй области имеет место резкое уменьшение КТП при незначительном увеличении x . В этой области критическое паросодержание практически не зависит от плотности теплового потока (рис. 3, б). Вход в закризисную зону возможен только при малых тепловых потоках.

Как показывают визуальные наблюдения в закрученном потоке, при определенном сочетании режимных параметров и паросодержании образуется расслоенный режим течения: пар у стенки, жидкость в ядре потока. На рис. 4 представлены результаты опытов по исследованию распределения газовой (паровой) фазы в кольцевых каналах с закруткой потока, а также показано распределение истинного объемного паросодержания φ_l в горизонтально расположенном

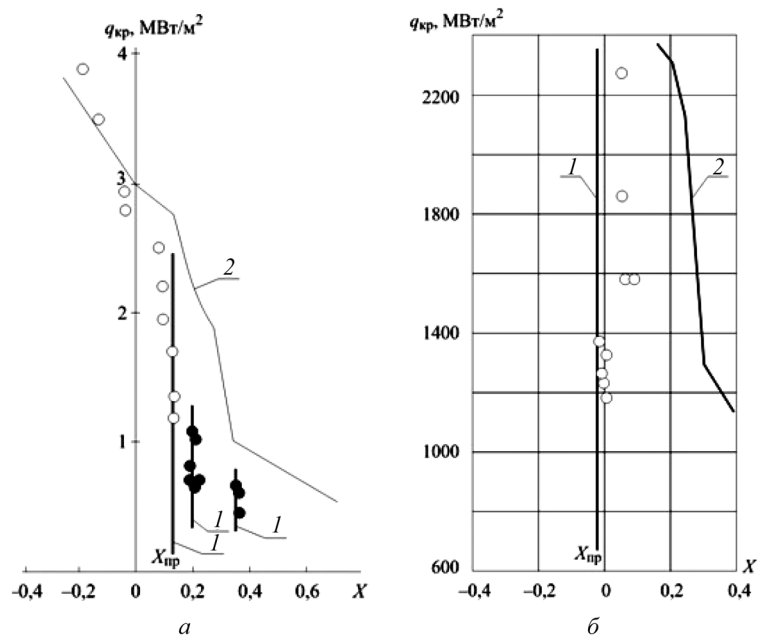


Рис. 3. Зависимость критического теплового потока от паросодержания. Кольцевой канал с закруткой потока [9, 10]. Выпуклая теплоотдающая поверхность. а – $P = 12.0$ МПа, $\rho W = 1000$ кг/(м²с), $T / \pi \bar{d} = 2.44$; 1 – расчет по зависимостям (4), (5) – канал с закруткой, 2 – расчет по зависимостям для гладкого кольцевого канала [9]; б – $P = 10.0$ МПа, $\rho W = 1960$ кг/(м²с), $T / \pi \bar{d} = 0.596$; 1 – расчет по зависимостям (4), (5) – канал с закруткой, 2 – расчет по зависимостям для гладкого кольцевого канала [9]

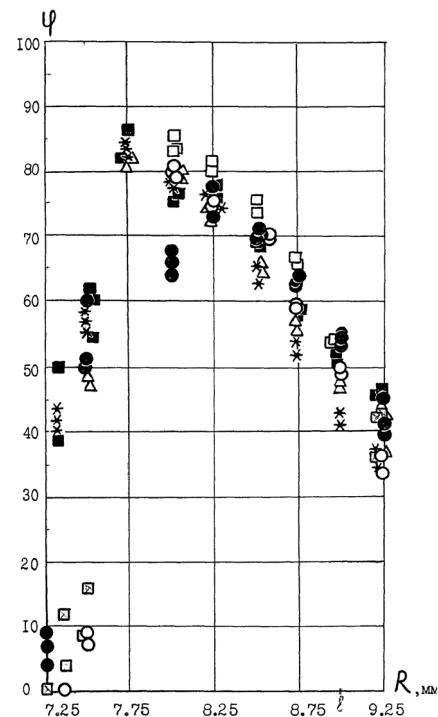


Рис. 4. Распределение истинного локального газосодержания по сечению кольцевого канала с закруткой потока при течении водо-воздушной смеси. $P = 0.1$ МПа, $\rho W = 1000$ кг/(м²с), $\bar{\varphi} = 0.54-0.62$

кольцевом канале с закруткой потока при течении водо-воздушной смеси. Измерение истинного объемного паросодержания по сечению канала проведено с помощью метода электрозондирования [11]. Электроконтактный зонд перемещался по сечению канала с помощью устройства перемещения. Как видно, в канале с закруткой благодаря действию центробежных сил газовая фаза располагается у выпуклой поверхности (на расстоянии ~0.5 мм от стенки). Истинное локальное паросодержание φ вблизи стенки составляет ~90 %, то есть имеет место обращенный кольцевой режим течения. В гладком же горизонтально ориентированном кольцевом канале газовая фаза преимущественно располагается у вогнутой поверхности.

Анализ данных позволил выявить влияние закрутки и режимных параметров на паросодержание, при котором имеет место резкое падение КТП. Установлено, что с увеличением шага закрутки и массовой скорости паросодержание, при котором начинается область 2, снижается. Размеры переходной зоны, то есть зоны, где имеет место резкое падение $q_{кр}$, невелики. В связи с этим в первом приближении, граница перехода к расслоенному режиму течения может быть выражена в виде некоторого предельного паросодержания $x_{пр}$, которое определяется из следующего выражения:

$$x_{пр} = 1 - K \cdot \frac{\rho'}{\rho' - \rho''} \times \left(\frac{2d_r}{d \cdot (1 + (T/(\pi \cdot d))^2)} \right)^{0.25}, \quad (4)$$

где

$$K = \frac{(1 - x_{пр}) \cdot (\rho' - \rho'')}{\rho' \cdot \left(\frac{2 \cdot d_r}{d \cdot (1 + T / (\pi \cdot d))^2} \right)^{0.25}}, \quad (5)$$

$$K = 0.763 \cdot \rho W^{0.0625}.$$

2. Теплообмен и кризис теплоотдачи в кольцевых каналах с закруткой и транзитным потоком

Использование закрутки потока в парогенерирующих устройствах, в которых присутствуют выпуклые теплоотдающие поверхности, приводит к обратному эффекту – снижению КТП критического теплового потока, прежде-

временному наступлению кризиса, входу канала в закризисные режимы и выходу из строя реакторной установки. Тепловыделяющие элементы, используемые в тепловыделяющих сборках, имеют выпуклые теплоотдающие поверхности. В связи с этим использование закручивающих элементов в целях интенсификации теплосъема в сборках нецелесообразно.

На выпуклой теплоотдающей поверхности (цилиндрические твэлы) эффективных методов интенсификации практически нет.

Для повышения критических тепловых потоков на выпуклой теплоотдающей поверхности кольцевых каналов предложено использовать взаимодействующие закрученные потоки [12, 13]. Общий вид кольцевого канала с закруткой и транзитным потоком представлен на рис. 5. Закрученный поток образован с помощью проволоки, навитой с некоторым шагом на продольные ребра и (или) выступы, закрепленные на выпуклой поверхности внутренней тепловыделяющей трубки. Транзитный поток – закрученный поток с шагом, равным бесконечности, – образован с помощью продольных ребер и (или) небольших выступов, закрепленных на выпуклой теплоотдающей поверхности.

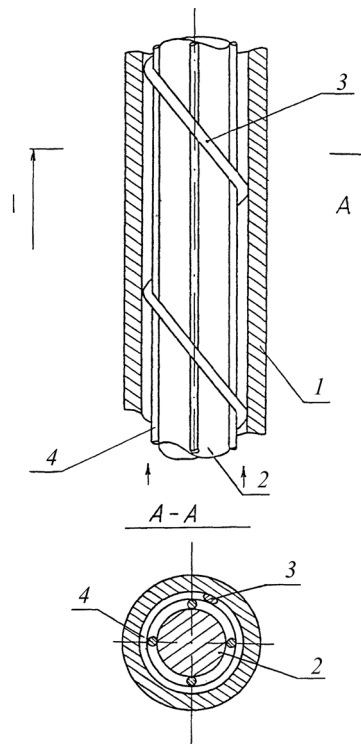


Рис. 5. Кольцевой канал с закруткой и транзитным потоком: 1, 2 – тепловыделяющие элементы; 3 – закручивающее устройство; 4 – продольные ребра

Интенсификация теплообмена на выпуклой теплоотдающей поверхности в данном случае достигается за счет взаимодействия закрученного и транзитного потоков. Это взаимодействие приводит к дополнительной генерации вихрей в межреберном пространстве, причем интенсивность вихрей выше интенсивности основного закрученного потока.

2.1. Теплообмен на выпуклых теплоотдающих поверхностях

Зависимость для определения интенсивности теплосъема на выпуклой теплоотдающей поверхности кольцевого канала с закруткой и транзитным потоком получена в работе [15]:

$$Nu_{вп} = 0.9 \cdot Nu_0 \times \left(1 + \frac{e^{(1-\bar{h})} - 1}{\sqrt{\rho W / 1000}} \right) \cdot \left(1 + 0.1 \cdot \left(\frac{T}{\pi \bar{d}} \right)^{-1.3} \right), \quad (6)$$

где Nu_0 – критерий, определенный по экспериментальным данным для гладкого кольцевого канала на выпуклой и (или) вогнутой теплоотдающих поверхностях; T – шаг закрутки на 180° ; $\bar{h} = \frac{2h}{(d_{вн} - d_{вп})}$; $d_{вп}$ – диаметр выпуклой теплоотдающей поверхности; $d_{вн}$ – диаметр вогнутой теплоотдающей поверхности.

Качественный характер зависимости $q_{кр} = f(x)$ для выпуклой теплоотдающей поверхности кольцевого канала с закруткой и транзитным потоком показан на рис. 6, позиция 2. Здесь же нанесены зависимости для канала с закруткой 1 и гладкого кольцевого канала 3.

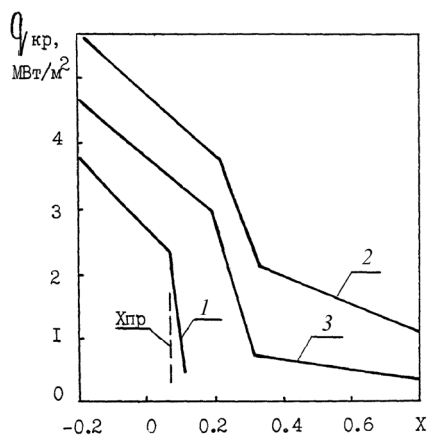


Рис. 6. Качественный характер зависимости критического теплового потока от паросодержания на выпуклой теплоотдающей поверхности кольцевого канала: 1 – кольцевой канал с закруткой потока; 2 – кольцевой канал с закруткой и транзитным потоком; 3 – гладкий кольцевой канал [9, 16]

Как видно из рис. 6, КТП в канале с закруткой потока ниже значений КТП для гладкого кольцевого канала, причем при достижении предельного значения паросодержания $x_{пр}$ КТП в канале с закруткой резко падают, в области паросодержаний $x \sim x_{пр}$ кризис практически не зависит от уровня теплового потока. Значения КТП для канала с закруткой и транзитным потоком во всей исследованной области x выше значений КТП как для гладкого кольцевого канала, так и канала с закруткой.

Зависимость $q_{кр} = f(x)$ для канала с закруткой и транзитным потоком так же, как и для гладкого кольцевого канала и канала с закруткой, имеет ряд характерных областей, соответствующих возникновению кризиса теплообмена при различных режимах двухфазной смеси.

Наличие транзитного потока вдоль выпуклой теплоотдающей поверхности принципиально меняет характер зависимости $q_{кр} = f(x)$. Для кольцевого канала с закруткой появление паровой фазы приводит к ее накоплению у выпуклой поверхности, ухудшению теплосъема и возникновению кризиса. Возникновение кризиса не зависит от теплового потока, то есть кризис имеет гидродинамическую природу. Наличие транзитного потока у выпуклой поверхности приводит к выносу паровой фазы в ядро, выносу влаги из ядра на поверхность (дисперсно-кольцевой поток) и, соответственно, повышению КТП по сравнению с гладкой поверхностью.

2.2. Вогнутая теплоотдающая поверхность

Зависимость для определения интенсивности теплосъема на вогнутой теплоотдающей поверхности кольцевого канала с закруткой и транзитным потоком получена в работе [15]:

$$Nu_{вп} = Nu_0 \cdot (1.05 \cdot (1.7 - 1.95 \cdot (\bar{h} - 0.4)^2) \times (1 + 0.05 \cdot (T / \pi \bar{d})^{-0.8})). \quad (7)$$

Зависимость описывает данные в следующем диапазоне:

$$Re = 10^3 \div 10^4, P = 7.0 \div 16.0 \text{ МПа}, \\ 0.25 < \bar{h} \leq 0.9, T / \pi \bar{d} = 0.3 \div 2.5.$$

На рис. 7 показан качественный характер зависимости $q_{кр} = f(x)$ на вогнутой теплоотдающей поверхности кольцевого канала с закруткой и транзитным потоком. Там же для сравнения нанесены соответствующие зависимости для гладкого кольцевого канала и канала с закруткой [9, 16].

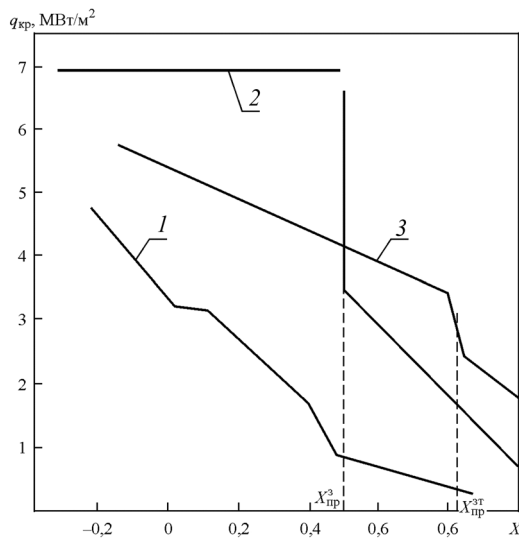


Рис. 7. Качественный характер зависимости критического теплового потока от паросодержания. Вогнутая теплоотдающая поверхность. 1 – гладкий кольцевой канал, 2 – кольцевой канал с закруткой, 3 – кольцевой канал с закруткой и транзитным потоком. $P = 12.0$ МПа, $\rho W = 1000$ кг/(м²с), $T / \pi \bar{d} = 0.785$, $\bar{h} = 0.5$

Как и для гладкого кольцевого канала и канала с закруткой, на зависимости $q_{кр} = f(x)$ можно выделить ряд областей, в которых влияние закрутки и транзитного потока проявляется различным образом. Значения КТП и границ областей качественно и количественно отличаются от таковых для канала с закруткой (рис. 7).

КТП для кольцевого канала с закруткой и транзитным потоком во всей области существования двухфазного потока значительно выше КТП для гладкого кольцевого канала. В области $x < x_{кр}^3$ КТП несколько ниже по сравнению с КТП на вогнутой поверхности кольцевого канала с закруткой и, соответственно, при $x > x_{кр}^3$ выше соответствующих значений КТП для канала с закруткой.

Значения паросодержаний, при которых имеет место снижение критического теплового потока и переход к области орошения, также различаются. В кольцевом канале с закруткой и транзитным потоком эти значения выше соответствующих значений для кольцевого канала с закруткой $x_{кр}^{3T} > x_{кр}^3$ (рис. 7).

3. Эффективность теплопередающих устройств, в которых в качестве метода интенсификации использованы закрученные взаимодействующие потоки

Для оценки эффективности теплопередающих устройств в качестве базового выбран кольцевой канал. Это связано с тем, что его

элементы (труба – вогнутая теплоотдающая или стержень – выпуклая теплоотдающая поверхность) входят в качестве составных в различные теплообменные аппараты и ядерные энергетические установки.

При оценке эффективности использованы результаты исследования потерь давления и теплообмена на выпуклой и вогнутой теплоотдающих поверхностях кольцевого канала с закруткой и транзитным потоком [17].

Зависимость ξ / ξ_0 для определения относительного коэффициента сопротивления имеет следующий вид:

$$\frac{\xi}{\xi_0} = 1 + 3.8 \cdot \left(\frac{T}{\pi \cdot \bar{d}} \right)^{-1.24} \cdot (e^{0.9 \cdot (1 - \bar{h})} - 1), \quad (8)$$

где ξ_0 – коэффициент трения для гладкого кольцевого канала определялся по известным зависимостям [17].

Коэффициент трения определялся по формуле

$$\xi = \frac{\Delta p \cdot d_r \cdot 2}{\Delta l \rho W^2}, \quad (9)$$

где Δl – м; Δp – расстояние между отборами давления и перепад давления на экспериментальном участке, Па; ρ – плотность воды, кг/м³; W – средняя скорость воды по сечению канала, м/с. Гидравлический диаметр определялся как $d_r = 4 \cdot F / P_{см}$. $T / \pi \bar{d} = 0.8 \div 1.2$.

На рис. 8 представлен вид зависимости $\xi / \xi_0 = f(\bar{h})$ при фиксированных режимных параметрах и параметре закрутки. Как видно, относительные коэффициенты трения сложным образом зависят от \bar{h} . В некоторой области изменения \bar{h} относительные коэффициенты трения ниже таковых для канала с закруткой или незначительно превышают ξ_0 для гладкого кольцевого канала.

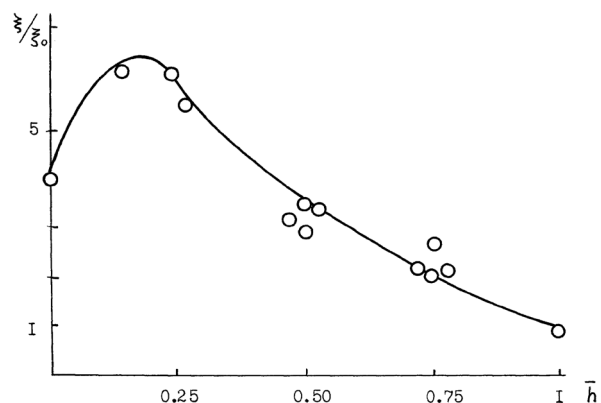


Рис. 8. Зависимость относительного коэффициента сопротивления от \bar{h}

Эффективность теплопередающих устройств в однофазной области определим на основе коэффициента интенсификации η :

$$\eta = (Nu/Nu_0) / (\xi/\xi_0). \quad (10)$$

Коэффициент интенсификации η для рассматриваемых теплоотдающих поверхностей определялся при равенстве массового расхода в кольцевом канале с интенсификаторами и гладком кольцевом канале. На рис. 9 приведены зависимости коэффициента интенсификации для вогнутой и выпуклой теплоотдающих поверхностей от \bar{h} .

Как видно, для выпуклой и вогнутой теплоотдающих поверхностей имеются области с коэффициентом интенсификации равным или большим единицы, то есть имеют место области с превалирующим увеличением числа Nu по сравнению с коэффициентом сопротивления ξ ($T/\pi d = 2.38$; $\bar{h} > 0.5$). Для выпуклой поверхности эта зона при $T/\pi d = 2.38$ занимает широкую область изменения $\bar{h} > 0.25$. Впервые экспериментальная закономерность изменения теплоотдачи на стенках с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции, заключающаяся в том, что в определенном диапазоне размеров и расположения турбулизаторов рост теплоотдачи больше роста гидравлического сопротивления, была показана в работах Г.А. Дрейцера и др. [7]. Наличие таких зон косвенно указывает на характер вихреобразования при взаимодействии закрученного и транзитного потоков. Взаимодействие транзитного и закрученного потоков приводит к дополнительной генерации вихрей в межреберном пространстве, причем интенсивность вихрей выше интенсивности основного закрученного потока. Действительно, размер вихрей основного закрученного потока порядка $d/2$, а тангенциальная скорость $W \sim (\pi d/T)U$, где U – продольная составляющая скорости, радиус вихрей в межреберном пространстве намного меньше d и равен $r \sim h$. В связи с этим величина $g \approx W^2/r \gg W^2/(d_{\text{вн}}/2)$. По-видимому, начиная с некоторого значения \bar{h} , взаимодействие закрученного и транзитного потоков не приводит к образованию вихрей в межреберном пространстве или по крайней мере вихри не достигают выпуклой поверхности. При снижении \bar{h} ниже некоторого предельного значения $\bar{h} < \bar{h}_{\text{пр}}$ (в данном случае $\bar{h} = 0.25$) основной закрученный поток при взаимодействии с ребрами прак-

тически не образует на выпуклой поверхности вторичных вихрей, интенсивность теплосъема полностью определяется основным закрученным потоком.

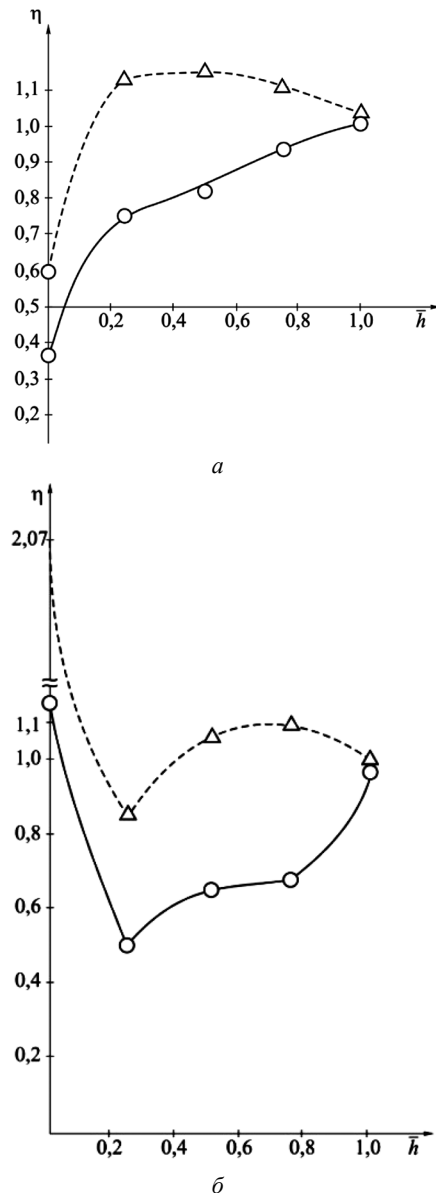


Рис. 9. Зависимость коэффициента интенсификации η от соотношения закрученного и транзитного потоков от \bar{h} : а – выпуклая теплоотдающая поверхность; б – вогнутая теплоотдающая поверхность, о – $T/\pi d = 1.194$; Δ – $T/\pi d = 2.38$

Заключение

1. Для повышения критических тепловых потоков и теплосъема в теплопередающих устройствах во многих случаях используется закрутка потока. Использование закрутки потока на вогнутой теплоотдающей поверхности

теплопередающего устройства дает положительный эффект. На вогнутой теплоотдающей поверхности во всей области существования двухфазного потока КТП значительно выше КТП для гладких теплоотдающих поверхностей. Кризис теплообмена у выпуклой поверхности имеет гидродинамическую природу, обусловлен переходом к расслоенному режиму и образованию у обогреваемой поверхности паровой пленки. Вход в закризисную зону возможен только при малых тепловых потоках.

2. Использование взаимодействующих закрученных потоков позволяет значительно повысить теплосъем и КТП на выпуклой теплоотдающей поверхности во всей области существования двухфазного потока КТП выше, чем в гладком канале, на выпуклой теплоотдающей поверхности КТП значительно выше КТП как для гладкого канала, так и для канала с закруткой потока.

3. Оценка эффективности теплопередающих устройств, в которых для интенсификации теплосъема использованы взаимодействующие закрученные потоки, показала, что в однофазной области для выпуклой и вогнутой теплоотдающих поверхностей имеются области с коэффициентом интенсификации $\eta = (Nu/Nu_0) / (\xi/\xi_0)$, равным или большим единицы, то есть имеют место области с превалирующим увеличением числа Nu по сравнению с коэффициентом сопротивления.

Список источников

1. Богданов Ф.Ф., Уткин О.И. Исследование критических тепловых потоков в узких кольцевых каналах // Теплоэнергетика. 1969. № 12. С. 62–66.
2. Каменьщиков Ф.Т., Решетов В.А., Рябов А.Н. и др. Вопросы механики вращающихся потоков и интенсификация теплообмена в ЯЭУ. Москва, 1984. 285 с.
3. Gambill W.R., Bundy B.D., Wansbrough R.W. Heat transfer, burnout and pressure drop for water in swirl flow through tubes with internal twisted tapes. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 1959, ser. 57(32), p. 127.
4. Iensen M.K. A correlation for predicting the critical heat flux condition with twisted-tape swirl generation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, vol. 27, no. 11, p. 2171.
5. Круг А.Ф., Кузма-Кичта Ю.А., Комендантов А.С. Обобщение данных по критическим тепловым нагрузкам при закрутке потока с помощью ленты // Теплоэнергетика. 2010. № 3. С. 46–51.
6. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. Москва, 1980. 240 с.
7. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. 3-е изд., перераб. и доп. Москва, 1990. 254 с.
8. Кузма-Кичта Ю.А. Методы интенсификации теплообмена. Москва, 2001. 215 с.
9. Болтенко Э.А. Кризис теплоотдачи и распределение жидкости в парогенерирующих каналах. Москва, 2015. 280 с.
10. Болтенко Э.А. Кризис теплообмена в кольцевых каналах с закруткой потока // Теплоэнергетика. 2003. № 11. С. 25–30.
11. Болтенко Д.Э., Кирич Н.Н., Болтенко Э.А. Определение истинного объемного паросодержания с помощью электрозондирования двухфазного потока // Теплоэнергетика. 2008. № 4. С. 53–56.
12. Теплопередающее устройство: пат. Российская Федерация / Э.А. Болтенко – № 1540426; заявка 07.05.88. Бюл. № 31.
13. Способ повышения теплосъема на выпуклых теплоотдающих поверхностях теплопередающих устройств и устройство для его осуществления: пат. Российская Федерация / Э.А. Болтенко – № 2680175; заявка 31.10.2016; опубл. 18.02.2019. Бюл. № 5.
14. Boltenko E.A. The efficiency of heat transfer apparatuses with interacting swirled and transit flows. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 66, no. 1, pp. 72–76.
15. Boltenko E.A. Investigation of heat removal in annular channels with swirl and transit flow in the pre-crisis region. *High Temperature*, 2016, vol. 54, pp. 519–525.
16. Boltenko E.A. Study of the Heat-Transfer crisis with swirl and Transit Flows. *Thermal Engineering*, 2016, vol. 63, no. 10, pp. 718–723.
17. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). 2-е изд., испр. и доп. Москва, 1990. 360 с.
18. Kuzma-Kichta Y.A., Leontiev A.I. Choice and justification of the heat transfer intensification methods. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2018, vol. 25, no. 6, pp. 465–564.
19. Dzyubenko B.V., Kuzma-Kichta Y.A., Leontiev A.I., Fedik I.I., Kholpanov L.P. Intensification of Heat and Mass Transfer on Macro-, Micro-, and Nanoscales. Begell House, Inc., 2016, 564 p.
20. Алексеев С.В., Волчков Э.П., Дзюбенко Б.В., Драгунов Ю.Г., Исаев С.А. и др. Вихревые технологии для энергетики. Москва, 2017, 350 с.
21. Leont'ev A.I., Kuzma-Kichta Y.A., Popov I.A. Heat and mass transfer and hydrodynamics in swirling flows (review). *Thermal Engineering*, 2017, vol. 64(2), pp. 111–126.
22. Болтенко Э.А., Давыдов М.В. Кризис теплоотдачи и распределение жидкости в пучках стержней в области дисперсно-кольцевого режима течения // Тепловые процессы в технике. 2020. Т. 12. № 4. С. 146–154. DOI: 10.34759/tpt-2020-12-4-146-154
23. Болтенко Э.А., Шпаковский А.А. Кризис теплоотдачи и распределение жидкости между ядром потока и пристенными пленками в узких щелевых каналах // Теплоэнергетика. 2010. № 3. С. 52–59.

References

1. Bogdanov F.F., Utkin O.I. Investigation of critical heat flows in narrow annular channels [Issledovanie kriticheskikh teplovykh potokov v uzkiykh koltseyvykh kanalakh]. *Teploenergetika*, 1969, no. 12, pp. 62–66. (In Russ.)
2. Kamenshchikov F.T., Reshetov V.A., Ryabov A.N. et al. Voprosy mekhaniki vrashchayushchikhsya potokov i intensifikatsiya teploobmena v YaEU [Questions of the mechanisms of rotating flows and the intensification of heat transfer in YaEU]. Moscow, 1984, 285 p. (In Russ.)

3. **Gambill W.R., Bundy B.D., Wansbrough R.W.** Heat transfer, burnout and pressure drop for water in swirl flow through tubes with internal twisted tapes. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 1959, ser. 57(32), p. 127.
4. **Iensen M.K.** A correlation for predicting the critical heat flux condition with twisted-tape swirl generation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, vol. 27, no. 11, p. 2171.
5. **Krug A.F., Kuzma-Kichata Yu.A., Komendantov A.S.** Obobshchenie dannykh po kriticheskim teplovym nagruzkam pri zakrutke potoka s pomoshch'yu lenty [Generalization of data on critical thermal loads during flow swirling with the help of a tape]. *Teploenergetika*, 2010, no. 3, pp. 46–51. (In Russ.)
6. **Shukin V.K.** Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил [Heat transfer and hydrodynamics of internal flows in the fields of body forces]. Moscow, 1980, 240 p. (In Russ.)
7. **Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A.** Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh [Intensification of heat transfer in channels]. Moscow, 1990, 254 p. (In Russ.)
8. **Kuzma-Kichta Yu.A.** Metody intensivatsii teploobmena [Methods of Heat Transfer Enhancement]. Moscow, 2001, p. 215. (In Russ.)
9. **Boltenko E.A.** Krizis teplootdachi i raspredelenie zhidkosti v parogeneriruyushchikh kanalakh [Heat transfer crisis and liquid distribution in steam-generating]. Moscow, 2015, 280 p. (In Russ.)
10. **Boltenko E.A.** Krizis teploobmena v kol'tsevykh kanalakh s zakrutkoi potoka [The heat transfer crisis in annular channels with swirl flow]. *Thermal Engineering*, 2003, no. 11, pp. 25–30. (In Russ.)
11. **Boltenko D.E., Kirin N.N., Boltenko E.A.** Determination of Void Fraction by Electrically Sounding Two-Phase Flow [Opredelenie istinnogo ob'emnogo parosoderzhaniya s pomoshch'yu elektrozondirovaniya dvukhfaznogo potoka]. *Thermal Engineering*, 2008, vol. 55, no. 4, pp. 331–335. (In Russ.)
12. **Boltenko E.A.** Teploperedayushchee ustroystvo [Heat transfer device]. Patent Rossiiskaya Federatsiya no. 1540426 (1992).
13. **Boltenko E.A.** Sposob povysheniya teplos'ema na vypuklykh teplootdayushchikh poverkhnostyakh teploperedayushchikh ustroystv i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [A method for increasing heat removal on convex heat releasing surfaces of heat transfer devices and a device for its implementation]. Patent Rossiiskaya Federatsiya no. 2680175 (2019).
14. **Boltenko E.A.** The efficiency of heat transfer apparatuses with interacting swirled and transit flows. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 66, no. 1, pp. 72–76.
15. **Boltenko E.A.** Investigation of heat removal in annular channels with swirl and transit flow in the precrisis region. *High Temperature*, 2016, vol. 54, pp. 519–525.
16. **Boltenko E.A.** Study of the Heat-Transfer crisis with swirl and Transit Flows. *Thermal Engineering*, 2016, vol. 63, no. 10, pp. 718–723.
17. **Kirillov P.L., Yur'ev Yu.S., Bobkov V.P.** Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (yadernye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory) [Handbook of Thermal-Hydraulic Calculations (Nuclear Reactors, Heat Exchanger, and Vapor Generators)]. Moscow, 1990, 360 p. (In Russ.)
18. **Kuzma-Kichta Y.A., Leontiev A.I.** Choice and justification of the heat transfer intensification methods. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2018, vol. 25, no. 6, pp. 465–564.
19. **Dzyubenko B.V., Kuzma-Kichta Y.A., Leontiev A.I., Fedik I.I., Kholpanov L.P.** Intensification of Heat and Mass Transfer on Macro-, Micro-, and Nanoscales. Begell House, Inc., 2016, 564 p.
20. **Alekseenko S.V., Volchkov E.P., Dzyubenko B.V., Dranunov Yu.G., Isaev S.A.** et al. Vikhrevye tekhnologii dlya energetiki [Vortex technologies for energy]. Moscow, 2017, 350 p. (In Russ.)
21. **Leont'ev A.I., Kuzma-Kichta Y.A., Popov I.A.** Heat and mass transfer and hydrodynamics in swirling flows (review). *Thermal Engineering*, 2017, vol. 64(2), pp. 111–126.
22. **Boltenko E.A., Davydov M.V.** Krizis teplootdachi i raspredelenie zhidkosti v puchkakh sterzhnei v oblasti dispersno-kol'tsevogo rezhima techeniya [Heat transfer crisis and liquid distribution in rod bundles in field of dispersed ring flow regime]. *Thermal processes in engineering*, 2020, vol. 12, no. 4, pp. 146–154. (In Russ). DOI: 10.34759/tpt-2020-12-4-146-154
23. **Boltenko E.A., Shpacovskiy A.A.** Krizis teplootdachi i raspredelenie zhidkosti mezhdum yadrom potoka i pristennymi plenkami v uzkiykh shchelevykh kanalakh [Heat transfer crisis and liquid distribution in narrow slit channels]. *Thermal Engineering*, 2010, vol. 3, pp. 52–59. (In Russ)

Статья поступила в редакцию 16.01.2023; одобрена после рецензирования 03.02.2023; принята к публикации 16.02.2023.

The article was submitted on 16.01.2023; approved after reviewing on 03.02.2023; accepted for publication on 16.02.2023.