

С.Э. Тарасевич¹, Э.А. Болтенко², А.Б. Яковлев¹, Г.К. Ильин¹

Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, Россия (1)
Электротехнический научно-исследовательский центр по безопасности АЭС, Россия (2)

ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ И КИПЕНИИ ВОДЫ В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ С ЗАКРУТКОЙ

АННОТАЦИЯ

Представлены результаты экспериментального исследования конвективного теплообмена и кипения в кольцевых каналах с проволоочной закруткой при одно- и двухстороннем подводе теплоты электроконтактным методом.

1. ВВЕДЕНИЕ

Во многих элементах энергоустановок в качестве теплообменных устройств используются кольцевые каналы. Для интенсификации теплообмена как в докризисной, так и в закризисной областях может быть использована закрутка потока. В настоящее время теплоотдача в кольцевых каналах с закруткой мало исследована, имеющиеся данные получены в ограниченных диапазонах режимных и конструктивных параметров и носят в основном качественный характер.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1. Конвективный теплообмен в кольцевом канале с проволоочной закруткой при одностороннем обогреве вогнутой стенки

Данное экспериментальное исследование проведено в концентричном кольцевом канале с радиальным входом и выходом при одностороннем обогреве вогнутой стенки при следующих режимных и конструктивных параметрах: число Рейнольдса, рассчитанное по средней осевой скорости, $Re = 1000 \div 15000$, давление $P = (1 \div 5) \cdot 10^5$ Па, тепловой поток $q = 15 \div 1000$ кВт/м², внутренний диаметр кольцевого канала $d_1 = 0.016$ м, внешний диаметр кольцевого канала $d_2 = 0.018$ м. Закрутка осуществлялась спиральной навивкой проволоки на центральное тело канала (диаметр проволоки равен толщине кольцевого зазора), относительный шаг закрутки проволоочной навивки $T/d_e = 11.3 \div 52.5$ (эквивалентный диаметр кольцевого канала с закруткой d_e определялся по [1]). Подвод теплоты осуществлялся электроконтактным методом - пропусканием электротока непосредственно через нагреваемую стенку.

Эксперименты показали, что на вогнутой теплоотдающей поверхности имеет место неравномерность температурного поля по периметру. Наличие зон с повышенной температурой и, соответственно, с пониженной теплоотдачей связано с наличием застойных зон с "подветренной" стороны проволоки. При обработке данных число Nu определялось

по среднему коэффициенту теплоотдачи по периметру поперечного сечения канала.

Результаты по конвективной теплоотдаче на вогнутой стенке представлены на рис.1. Очевидно, с увеличением степени закрутки проволоочной навивки (с уменьшением величины T/d_e) величина теплоотдачи возрастает, что объясняется более интенсивным омыванием вогнутой стенки кольцевого канала под действием возникающей в закрученном потоке центробежной силы.

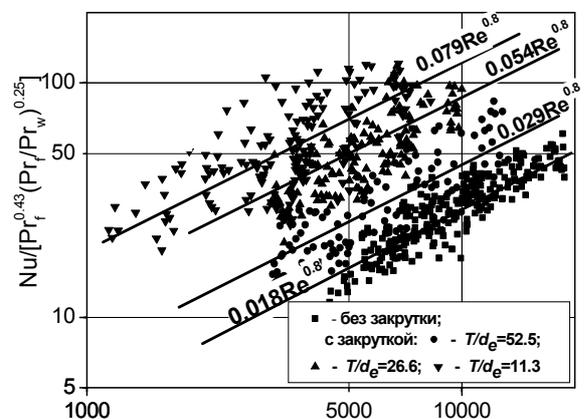


Рис. 1. Зависимости теплоотдачи при вынужденной конвекции на вогнутой стенке кольцевого канала при одностороннем обогреве

Как видно, результаты при различных относительных шагах закрутки T/d_e могут быть обобщены зависимостью:

$$Nu = C_1 Re^{0.8} Pr_f^{0.43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25}, \quad (1)$$

где коэффициент C_1 является функцией степени закрутки. На рис.2 представлена зависимость C_1 от параметра закрутки d_e/D , который рассчитывался по формулам в [1], и получено:

$$\tilde{N}_1 = 0.5 \left(\frac{d_e}{D} \right)^{0.78}. \quad (2)$$

Таким образом, итоговая зависимость для теплоотдачи на вогнутой поверхности при вынужденной конвекции и одностороннем обогреве имеет вид:

$$Nu = 0.5 \left(\frac{d_e}{D} \right)^{0.78} Re^{0.8} Pr_f^{0.43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25}. \quad (3)$$

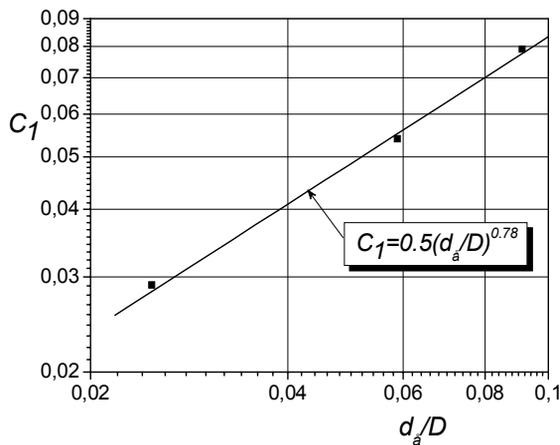


Рис. 2. Влияние параметра закрутки кольцевого канала d_e/D на теплоотдачу вогнутой поверхности

Полученная зависимость близка к зависимости, полученной в [1] для более высоких давлений $P=(30\div 160)\cdot 10^5$ Па:

$$Nu = 2.61 \cdot \left(\frac{d_e}{D}\right)^{0.78} \psi^{0.2} Re^{0.5} Pr_f^{0.43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (4)$$

Она отличается степенью при Re и наличием формпараметра $\psi = 1 + 0.4 \cdot (T/(d_2 + d_1)^2)^{0.5}$. Следует отметить, что параметр ψ использован по аналогии с обобщением результатов по теплоотдаче в шнековых каналах и слабо меняется как в наших опытах, так и опытах [1] ($\psi = 1.05 \div 1.14$), а выражение $\psi^{0.2}$ в (4) близко к 1. Поэтому зависимость (4) может быть представлена в более простом виде:

$$Nu = 2.63 \cdot \left(\frac{d_e}{D}\right)^{0.78} Re^{0.5} Pr_f^{0.43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (5)$$

2.2. Результаты экспериментов по конвективному теплообмену и кипению в кольцевом канале с проволоочной закруткой при двустороннем обогреве

В настоящей работе также представлены результаты ранее не обработанных экспериментов по теплоотдаче при течении воды в кольцевых каналах с закруткой ($T/d_e = 8.96$) при двустороннем обогреве, давлении $P = (98 \div 103) \cdot 10^5$ Па, числе Рейнольдса $Re = 4000 \div 35000$, тепловых потоках на выпуклой и вогнутой поверхностях $q_1 = 250 \div 1730$ кВт/м² и $q_2 = 400 \div 2600$ кВт/м², внутреннем диаметре кольцевого канала $d_1 = 0.007$ м, внешнем диаметре кольцевого канала $d_2 = 0.009$ м.

На рис.3 показаны температурные поля теплоносителя (t_f), выпуклой (t_{w1}) и вогнутой (t_{w2}) стенок при конвективном теплообмене, наблюдающемся по всей длине канала. Конвективный теплообмен наблюдается при заметном недогреве жидкости до температуры насыщения, поэтому относительное паросодержание X имеет условно отрицательное значение и характеризует степень недогрева.

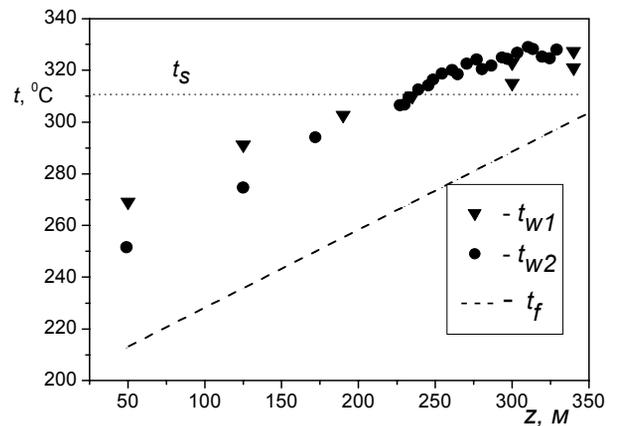


Рис.3. Температурные поля теплоносителя (t_f), выпуклой (t_{w1}) и вогнутой (t_{w2}) стенок при конвективном теплообмене в кольцевом канале с закруткой: $P=100\cdot 10^5$ Па, $\rho W=1958$ кг/(м²·с), $q_1=1183$ кВт/м², $q_2=1755$ кВт/м², $X_{ex} = -0.435$, $X_{ebx} = -0.031$

Как видно, при конвективном теплообмене разница температур стенок и теплоносителя в основном мало меняется и уменьшается по длине канала, что говорит о слабом увеличении коэффициента теплоотдачи по длине как на вогнутой, так и выпуклой поверхностях, что обусловлено уменьшением вязкости воды с увеличением температуры по длине, а, следовательно, увеличением числа Рейнольдса.

Результаты по интенсивности теплоотдачи при конвективном теплообмене представлены на рис.4.

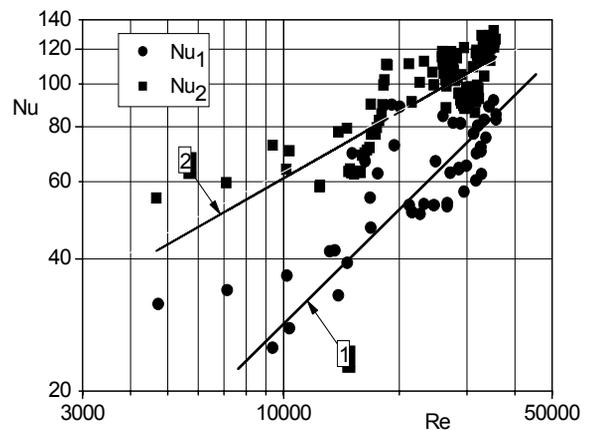


Рис.4. Зависимость чисел Нуссельта на выпуклой (Nu_1) и вогнутой (Nu_2) поверхностях от числа Рейнольдса при конвективном теплообмене в кольцевом канале с закруткой в условиях двустороннего обогрева: 1 – расчет для кольцевого канала без закрутки [1]; 2 - расчет по (4)

Очевидно, что интенсивность теплосъема на вогнутой и выпуклой теплоотдающих поверхностях кольцевого канала с закруткой потока отличаются как качественно, так и количественно. На вогнутой поверхности имеет место интенсификация теплосъема, обусловленная двумя факторами - геометрическим увеличением скорости за счет закрутки и воздействием массовых сил на турбулентность. Результаты на вогнутой поверхности хорошо описываются выражением (4) (линия 2), полученным в

том же диапазоне режимных параметров, но при относительных шагах закрутки $T/d_e=5, 7$ и 15 . Таким образом, согласование этих экспериментальных данных при $T/d_e=8.96$ с расчетами по (4) подтверждает работоспособность этой формулы.

На выпуклой поверхности интенсификация теплообмена не отмечена и данные по теплоотдаче здесь хорошо описываются зависимостью для кольцевого канала без закрутки.

На рис.5 показаны температурные поля в случае начала поверхностного кипения.

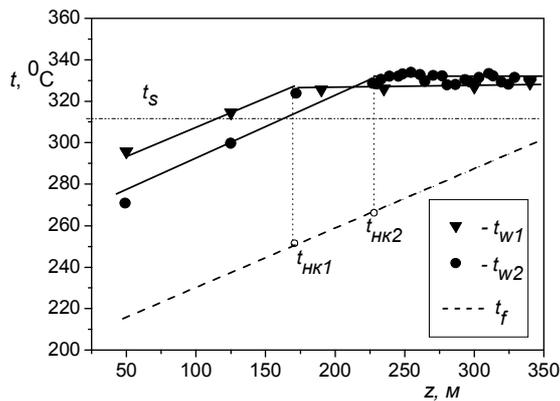


Рис.5. Температурные поля теплоносителя (T_f), выпуклой (T_{w1}) и вогнутой (T_{w2}) стенок в случае начала поверхностного кипения в кольцевом канале с закруткой: $P=100.7 \cdot 10^5$ Па, $\rho W=1973$ кг/(м²с), $q_1=1526$ кВт/м², $q_2=2262$ кВт/м², $X_{вх}=-0.422$, $X_{вых}=0.095$

Поверхностное кипение наблюдается при недогреве жидкости, когда ее средняя температура ниже температуры насыщения. При начале поверхностного кипения температура стенки перестает меняться по длине и несколько превышает температуру насыщения жидкости. Важным моментом является определение температуры начала кипения $t_{нк}$ – средней температуры жидкости, при которой начинается кипение. Как видно из представленного графика, кипение на выпуклой поверхности на всех режимах, начинается раньше чем на вогнутой. Это вызвано в первую очередь более интенсивным конвективным теплообменом на вогнутой поверхности.

Полученные данные по температуре начала кипения могут быть обобщены выражением аналогичным зависимостям для прямых каналов [2]:

$$\Delta i_{нк} = i' - i_{нк} = C q^{1.1} \cdot d^{0.2} \cdot (\rho''/\rho')^{0.3} / (\rho W)^{0.9}, \quad (6)$$

где $C = \text{const}$, $d = d_e$, м; $\Delta i_{нк} = i' - i_{нк}$ – изменение теплоемкости жидкости от температуры начала кипения до температуры насыщения, Дж/кг; ρ'' и ρ' – плотности соответственно газовой и жидкой фаз на линии насыщения, кг/м³; ρW – массовая скорость потока, кг/(м²с).

Однако степень влияния плотности теплового потока в настоящих опытах несколько отличается от величины 1.1 в [2] и составляет для выпуклой поверхности 1.3÷1.4, а для вогнутой – 1.5÷1.6 (рис.6). Для получения достоверной зависимости для определения температуры начала кипения в

кольцевых каналах с закруткой в широком диапазоне режимных и конструктивных параметров необходимо проведение дополнительных исследований.

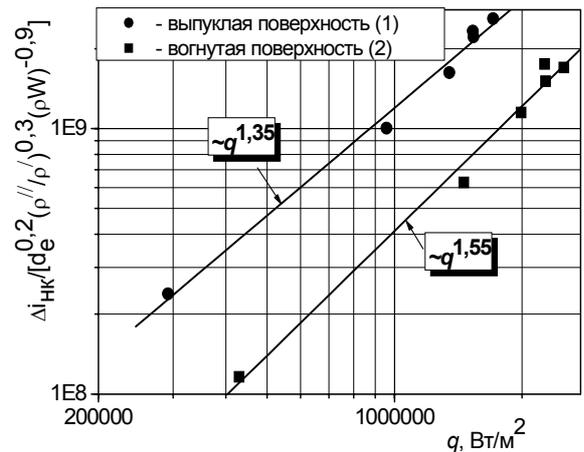


Рис.6. Влияние величины плотности теплового потока на температуру начала кипения в кольцевом канале

На рис.7 показаны температурные поля в случае, когда уже на входе в канал начинается кипение жидкости.

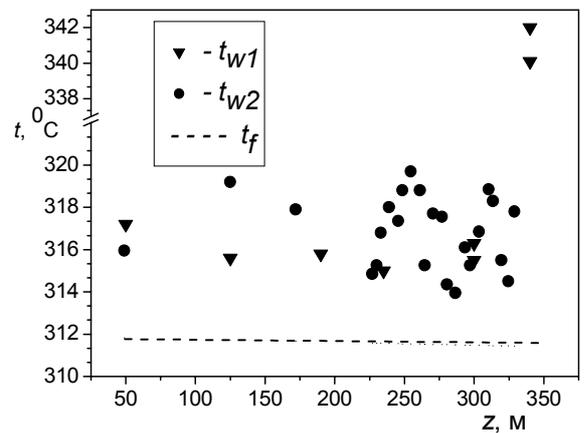
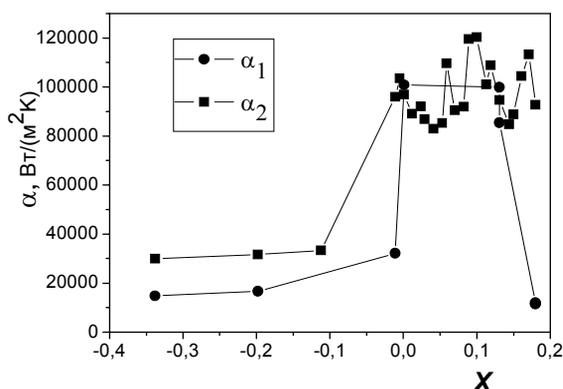
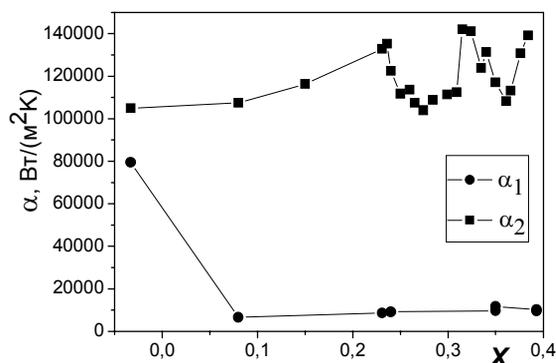


Рис.7. Температурные поля теплоносителя (T_f), выпуклой (T_{w1}) и вогнутой (T_{w2}) стенок при развитом пузырьковом кипении в кольцевом канале с закруткой: $P=100.5 \cdot 10^5$ Па, $\rho W=1078$ кг/(м²с), $q_1=328$ кВт/м², $q_2=560$ кВт/м², $X_{вх}=0.06$, $X_{вых}=0.285$

При этом температура среды имеет температуру насыщения и мало меняется по длине канала (несколько падает в связи с уменьшением давления). Видно, что при кипении температура вогнутой стенки мало меняется и на ней всегда наблюдаются высокие коэффициенты теплоотдачи, характерные для пузырькового кипения. На выпуклой стенке наблюдается резкий рост температуры стенки с увеличением паросодержания X , что свидетельствует об ухудшении условий теплообмена (рис.8). Это вызвано отбрасыванием жидкой фазы под действием центробежной силы к вогнутой поверхности и вытеснением пара к выпуклой стенке. Таким образом, на выпуклой поверхности с увеличением количества пара в канале наблюдается преимущественно конвективный теплообмен.



а) $P=100.2 \cdot 10^5$ Па, $\rho W=1022$ кг/(м²·с), $q_I=972$ кВт/м², $q_2=1458$ кВт/м², $X_{вх}=-0.434$, $X_{вых}=0.216$



б) $P=100.2 \cdot 10^5$ Па, $\rho W=1956$ кг/(м²·с), $q_I=1434$ кВт/м², $q_2=2271$ кВт/м², $X_{вх}=-0.11$, $X_{вых}=0.419$

Рис.8. Изменение коэффициентов теплоотдачи на выпуклой (α_1) и вогнутой (α_2) поверхностях кольцевого канала с закруткой потока

Результаты по теплоотдаче при развитом пузырьковом кипении представлены на рис.9. Как видно, они несколько отличаются от известной зависимости Рассохина [3] (прямая линия на рис.9) для прямых каналов. Не отмечено заметного влияния плотности теплового потока q на коэффициент теплоотдачи при развитом кипении в кольцевом канале с закруткой, хотя по зависимости представленной в [3] $\alpha_{кип} \sim q_w^{2/3}$.

Следует отметить, что на вогнутой поверхности теплоотдача в целом несколько выше, что обусловлено влиянием конвективной составляющей теплоотдачи, которая выше на вогнутой поверхности.

Чтобы получить зависимости для расчета теплоотдачи при развитом кипении в кольцевом канале с закруткой необходимо продолжение исследования в широком диапазоне режимных и конструктивных параметров.

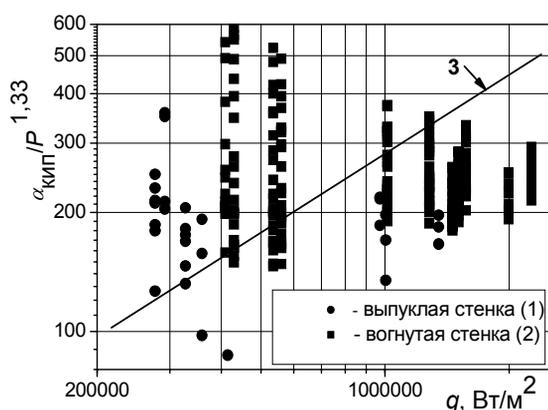


Рис.9. Теплоотдача при развитом пузырьковом кипении в кольцевом канале с закруткой: линия 3 – расчет по формуле в [3]

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При проведении дальнейших экспериментальных исследований предполагается значительно расширить диапазоны режимных и конструктивных параметров и получить обобщающие зависимости для определения температуры начала кипения и коэффициентов теплоотдачи при кипении в кольцевых каналах с закруткой потока.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

Nu – число Нуссельта;

Pr_f – число Прандтля при средней температуре потока;

Pr_w – число Прандтля при температуре стенки;

Re – число Рейнольдса;

d_e – эквивалентный диаметр канала, м;

D – диаметр навивки, м;

P – давление, Па;

q – плотность теплового потока, Вт/м²;

t – температура, °С;

T – шаг проволочной закрутки, м.

X – относительное паросодержание;

ρW – массовая скорость, кг/(м²·с);

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Индексы:

1 – выпуклая поверхность;

2 – вогнутая поверхность;

вх – вход;

вых – выход;

кип – кипение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болтенко Э.А., Тарасевич С.Э., Обухова Л.А. Интенсификация теплосъема в кольцевых каналах с закруткой потока // Изв. РАН. Энергетика. 2001. № 3. С.99–105.
2. Тарасова Н.В., Орлова В.М. Исследование гидравлического сопротивления при поверхностном кипении воды в трубе // Теплоэнергетика. 1962. №6. С.48.
3. Рассохин Н.Г., Швецов Р.С., Кузьмин А.В. Расчет теплоотдачи при кипении // Теплоэнергетика. 1970. №9. С.58.