

УДК 536.42

## **РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ ДВИЖУЩЕГОСЯ ХЛАДОНА R318C В КОЛЬЦЕВОМ МИНИКАНАЛЕ**

**В.В. КУЗНЕЦОВ, А.С. ШАМИРЗАЕВ**

*Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск*

Приведены результаты экспериментального исследования теплообмена при кипении движущейся жидкости в узком кольцевом канале при одностороннем центральном обогреве, полученные в условиях существенного влияния капиллярных сил на режим течения и теплообмена. Опыты проведены при кипении хладона R318C в кольцевом канале с зазором 0,95 мм и прозрачной внешней стенкой. Внутренняя стенка обогревалась электрическим током. Представлены локальные коэффициенты теплоотдачи и режимы течения. Определена критическая толщина пленки, при которой пузырьковое кипение подавляется.

### **ВВЕДЕНИЕ**

Кольцевые каналы нашли широкое применение в двухфазных теплообменниках и системах охлаждения. Каналы малого размера имеют существенные преимущества, такие как высокая плотность теплообменной поверхности и компактные размеры. В таких устройствах процессы зарождения, развития и движения паровой фазы при кипении жидкости происходят в “стесненных” условиях, при этом действие капиллярных сил очень важно, поскольку оно определяет режим течения и характер теплообмена.

Типичные режимы течения и перепад давления для восходящего двухфазного (газожидкостного) течения в вертикальном кольцевом канале с узким зазором были получены в работе [1]. Детальное исследование режимов течения как в кольцевом, так и в прямоугольном каналах с узкой щелью было выполнено в работах [2, 3]. Было показано, что для умеренных расходов жидкости типичным является режим течения с тэйлоровскими пузырями. При больших расходах газа такой режим сменяется ячеистым режимом течения, который характеризуется пронизаемыми для газа перемычками жидкости. Ячеистый режим течения возникает из-за объединения в жидкие перемычки волн возмущения на противоположных стенках канала. При больших скоростях газа перемычки могут разрушаться, но тут же возникают вновь.

Режимы течения в неадиабатических условиях при обогреве внутренней трубки в узком горизонтальном кольцевом канале длиной 10 см с вынужденным течением воды исследовались в работах [4, 5]. В этих работах выделено четыре характерных режима течения: при скорости течения больше 0,5 м/с и недогревах больше 20 К наблюдалась пузырьковая структура течения, в выходном сечении формировалась пульсирующая паровая полость; при скорости течения больше 0,1 м/с и недогревах больше 20 К наблюдалось формирование снарядов и паровых полостей. Во всех случаях образование снаряда сопровождалось появлением на

поверхности обогреваемой трубки сухих пятен. Рост сухих пятен приводит к их слиянию и образованию общего сухого пятна, являющегося очагом кризиса. При скорости больше 0,1 м/с и недогревах меньше 20 К в канале реализуется эмульсионный режим течения. Отсутствие недогрева в пределах обогреваемой длины канала приводит к существованию стабильного парожидкостного потока, интенсивно орошающего поверхность нагрева. При скорости меньше 0,1 м/с и недогревах больше 20 К наступает расслоенный режим течения. Недогрев и тепловая нагрузка оказывают незначительное влияние на величину скорости, при которой происходит расслоение. Тепловой поток, при котором реализуется расслоенный режим течения, согласно работам [4, 5], совпадает с критическим тепловым потоком.

Целью настоящей работы является исследование теплообмена при кипении хладона R318C в узком кольцевом канале с внутренним обогревом в условиях вынужденного течения. Представлены данные по локальным коэффициентам теплообмена и режимам течения. Выделены режимы пузырькового кипения и испарения в тонких пленках жидкости.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Экспериментальная установка для исследования тепломассообмена при кипении хладона R318C в кольцевом канале показана на рис. 1. Она включала в себя измерительную секцию, конденсатор, охладитель жидкости, нагнетающий насос и сосуд-накопитель. Измерительная секция представляла собой кольцевой канал длиной 0,4 м, расположенный горизонтально. Для визуализации структуры парожидкостного потока внешняя стенка канала выполнена из кварцевого стекла. Внутренняя стенка представляла собой нержавеющую трубку с полированной поверхностью с характерным размером шероховатости 5 мкм и толщиной стенки 1 мм. Внутренний диаметр кольцевого канала равен 7 мм и средняя толщина зазора — 0,95 мм.

Охлажденный в охладителе 6 жидкий хладон насосом 1 подавался через фильтр 2 и турбинный расходомер 3 в измерительную секцию 4, после чего парожидкостный поток направлялся в конденсатор 5, откуда сконденсированный хладон, через охладитель возвращался к насосу. Давление в конденсаторе определяло давление на выходе измерительной секции. Бак-накопитель 7 служил для устранения пульсаций давления в измерительной секции. На ее выходе размещался дополнительный испаритель для исключения затопления измерительной секции

в режимах с низким паросодержанием на выходе. На вход в измерительную секцию подавался недогретый хладон. Входное паросодержание (начальный недогрев) в опытах изменялось от  $-0,01$  до  $-0,3$ . В процессе эксперимента проводилось измерение температуры потока на входе в канал, на выходе из него и температуры стенки. Были использованы электроизолированные хромель-копелевые термопары, изготовленные в ФЭИ им. А.И. Лейпунского с высоко-теплопроводным наполнителем в кожухе

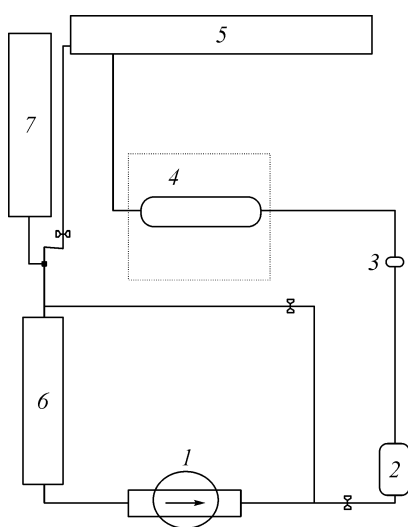


Рис. 1. Экспериментальная установка.

1 — насос, 2 — фильтр, 3 — расходомер, 4 — экспериментальная секция, 5 — конденсатор, 6 — охладитель, 7 — объем.

из нержавеющей стали внешним диаметром 1 мм. Измерение давления на входе в рабочий участок проводилось датчиком давления марки МДФ. Перепад давления на рабочем участке измерялся дифференциальным датчиком давления МДФ-У. Все подводящие линии к датчикам сохраняли температуру 50 °С для исключения конденсации паров хладона в них. Фотографирование парожидкостного потока проводилось сбоку, в горизонтальной плоскости участка.

Для измерения локальных коэффициентов теплообмена внутри центральной трубки, которая обогревалась переменным электрическим током, были размещены две термопары в верхней и нижней частях канала, как показано на рис. 2. Термопары с изолированным спаем прижимались пружиной к стенке трубы на расстоянии 0,3 м от входа в участок. Внутренняя температура стенки определялась как среднее значение, определённое по верхней и нижней термопарам. Для определения внутренней температуры стенки кольцевого канала была введена поправка, учитывающая тепловыделение в стенке канала,

$$\Delta T_* = q'' \delta_w^2 / 2\lambda_w.$$

Все термопары имели индивидуальную калибровку, и их калибровка контролировалась при течении жидкости в адиабатических условиях. Напряжение с термопар измерялось электронной системой АКСАМИТ с последовательным опросом термопар. Время единичного измерения равнялось 120 миллисекундам. Локальный коэффициент теплообмена определялся через плотность теплового потока и разность температур стенки канала и температуры насыщения.

Давления измерялись датчиками во входной и выходной камерах до входа в рабочий участок. Давление насыщения в точке измерения температуры стенки на расстоянии  $z$  от входа в канал рассчитывалось по формуле

$$P_z = P_{\text{inlet}} + dP_{\text{inlet}} + l_{\text{boil}} \left[ \frac{dP}{dz} \right]_0 + \frac{dP_m - \left( dP_{\text{inlet}} + dP_{\text{outlet}} + l_{\text{boil}} \left[ \frac{dP}{dz} \right]_0 \right)}{L - l_{\text{boil}}} (z - l_{\text{boil}}), \quad (1)$$

где  $P_{\text{inlet}}$  — измеренное давление на входе в участок,  $dP_m$  — измеренный перепад давления,  $dP_{\text{inlet}}$  и  $dP_{\text{outlet}}$  — входной и выходной перепады давления,  $\left[ \frac{dP}{dz} \right]_0$  —

градиент давления в однофазной области течения,  $l_{\text{boil}}$  — длина экономайзерного участка, на которой жидкость, втекающая в канал, достигнет температуры насыщения, соответствующей давлению  $P_{\text{inlet}} + 0,5 dP_m$ ,  $l_{\text{boil}} = \frac{GD_h Cp (T_{\text{sat}} - T_{\text{inlet}})}{4q_w}$ .

Несоответствие температуры насыщения действительному давлению закипания

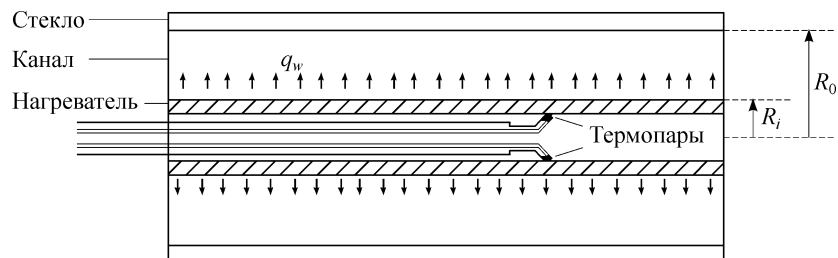


Рис. 2. Экспериментальный участок.

дает изменение длины экономайзерного участка не более 3 %. Входной и выходной перепады давления рассчитывались по формуле из работы [6] для несжимаемой жидкости, при этом выходной перепад давления рассчитывался по гомогенной модели, а градиент давления в однофазной области — по формуле Блаузиуса. Температура насыщения в рассматриваемом сечении канала определялась по рассчитанному давлению с использованием табличных данных. Погрешность при определении температуры насыщения не превышает 0,2 °С. Основная погрешность при определении температуры насыщения связана с точностью измерения давления на входе в экспериментальный участок.

Эксперименты были проведены в диапазоне массовых скоростей от 200 кг/с·м<sup>2</sup> до 900 кг/с·м<sup>2</sup> и плотности теплового потока от 2 кВт/м<sup>2</sup> до 110 кВт/м<sup>2</sup>. Абсолютная погрешность измерений температуры 0,2 °С, давления 0,01 бар, перепада давления 100 Па. Погрешность измерений электрической мощности равна 4,5 %, расхода жидкости — не более 2 %.

### СТРУКТУРА ПАРОЖИДКОСТНОГО ПОТОКА

Кипение при вынужденном течении в стесненных условиях характеризуется значительным влиянием капиллярных сил на структуру потока. При кипении недогретой жидкости при больших скоростях течения отрывной диаметр пузыря меньше, чем размер канала. Фотографии течения при недогретом кипении представлены на рис. 3. Отрывающиеся пузыри под действием гравитации собираются в верхней части канала, где происходит их коалесценция, но баланс между капиллярными силами и турбулентными напряжениями в высокоскоростном потоке поддерживает преимущественно малый диаметр пузырей в потоке [2].

С увеличением теплового потока, на измерительном участке происходит переход к интенсивному кипению насыщенной жидкости. При этом имеет место тенденция к объединению пузырей, и формируется поток с большими сжатыми (тэйлоровскими) пузырями, рис. 4. Течение стратифицируется, и жидкость в нижней части канала и в жидких пробках интенсивно кипит. В отличие от [4] и [5] кризиса теплоотдачи в режиме больших тэйлоровских пузырей при кипении движущегося хладона R318C, который хорошо смачивал стенки канала, не наблюдалось.

При увеличении теплового напора и, соответственно, скорости пара размер тэйлоровских пузырей растет, но переход к расслоенному режиму течения в опытах не наблюдался. Увеличение теплового напора приводит также к тому, что в волновой пленке, смачивающей обогреваемую поверхность, возникает кипение в гребнях волн, в области, где толщина слоя жидкости максимальна, рис. 5. Такой режим кипения в волновой пленке

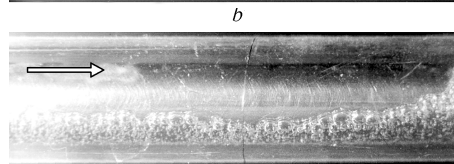
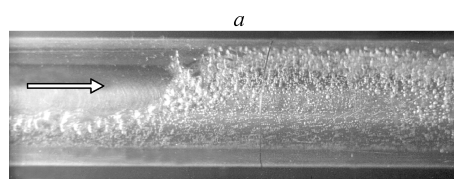
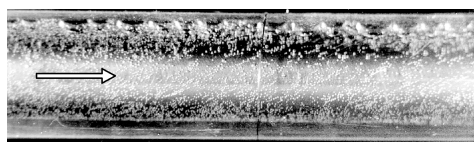


Рис. 3. Пузырьковое течение при кипении недогретой жидкости, стрелкой указано направление течения потока, проволокой отмечено место расположения термопар (0,3 м от входа).  $x_{\text{inlet}} = -0,23$ ,  $x_z = -0,12$ ,  $q = 11,1$  кВт/м<sup>2</sup>,  $G = 291$  кг/м<sup>2</sup>с,  $P_{\text{inlet}} = 4,8$  бар.

Рис. 4. Снарядный режим течения при паросодержании, близком к нулю:  $x_{\text{inlet}} = -0,26$  (a),  $-0,06$  (b),  $x_z = 0,01$  (a),  $0,11$  (b),  $q = 23,1$  (a),  $19$  (b) кВт/м<sup>2</sup>,  $G = 267$  (a),  $288$  (b) кг/м<sup>2</sup>с,  $P_{\text{inlet}} = 5,2$  (a),  $3,6$  (b) бар.

Рис. 5. Пробковый режим течения  $x \sim 0,2$ , на обогреваемой трубе, наблюдается кипение в гребнях волн (выделено справа).

$$x_{\text{inlet}} = -0,27, x_z = 0,1, q = 37,9 \text{ кВт/м}^2, G = 310 \text{ кг/м}^2\text{с}, P_{\text{inlet}} = 5,7 \text{ бар.}$$

жидкости ранее наблюдался в [7]. При дальнейшем увеличении теплового напора возмущения на межфазной поверхности достигают верхней части канала, и формируется пробковый режим течения. Структуры пробкового течения с кипящей жидкостью в перемычках показаны на рис. 6. Кипящая пенная перемычка передвигается по каналу с гораздо большей скоростью, чем средняя скорость жидкости, что свойственно для ячеистого режима течения в каналах с большим смоченным периметром. Пробковый поток с проникаемыми для газа жидкими перемычками характеризуется большой нестационарностью течения. Капиллярные силы предохраняют перемычки от разрушения, и они двигаются независимо от течения жидкости в пленке на стенках канала.

При увеличении массового паросодержания длина перемычек уменьшается, они исчезают, и происходит переход к кольцевому течению с волнами ряби на поверхности пленки, рис. 7. В этом режиме волны возмущения очень редкие и в них может наблюдаться кипение жидкости. Волна возмущения с кипением жидкости показана на рис. 7, *b* наклонной стрелкой.

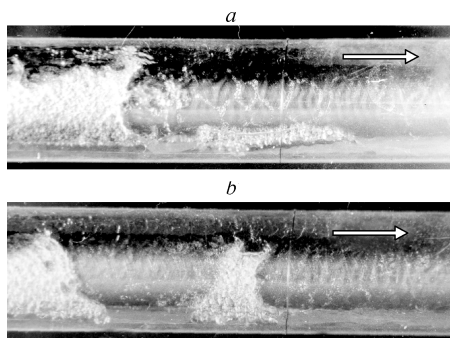


Рис. 6. Ячеистый режим течения.

$$x_{\text{inlet}} = -0,26 \text{ (a)}, -0,25 \text{ (b)}, x_z = 0,27 \text{ (a)}, 0,34 \text{ (b)}, q = 49,1 \text{ (a)}, 56 \text{ (b)} \text{ кВт/м}^2, G = 281 \text{ (a)}, 285 \text{ (b)} \text{ кг/м}^2\text{с}, P_{\text{inlet}} = 5,7 \text{ (a)}, 5,8 \text{ (b)} \text{ бар.}$$

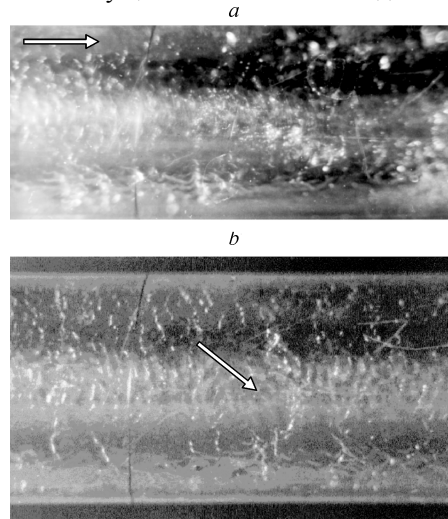
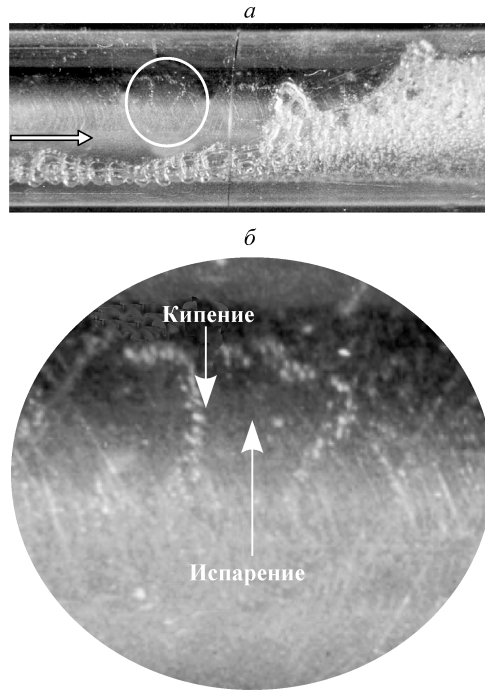


Рис. 7. Кольцевой режим течения: *a* — начало кризиса теплообмена, *b*) режим закризисного теплообмена, наклонной стрелкой показана область кипения в волне возмущения.

$$x_{\text{inlet}} = -0,06 \text{ (a)}, -0,02 \text{ (b)}, x_z = 0,34 \text{ (a)}, 0,48 \text{ (b)}, q = 42,1 \text{ (a)}, 39,5 \text{ (b)} \text{ кВт/м}^2, G = 331 \text{ (a)}, 222 \text{ (b)} \text{ кг/м}^2\text{с}, P_{\text{inlet}} = 2,9 \text{ (a)}, 3 \text{ (b)} \text{ бар.}$$

их исчезновении происходит переход к режиму испарения тонких слоев жидкости, но сухих пятен на стенках канала во всем исследованном диапазоне скоростей течения и тепловых потоков не наблюдалось.

### ТЕПЛОБМЕН ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ

Экспериментальные данные по перегреву стенки в зависимости от величины теплового потока для различных диапазонов массовых расходов и давлений представлены на рис. 8. Область развитого кипения насыщенной жидкости соответствует режимам течения, показанным на рис. 4–6. Несмотря на значительное уменьшение с ростом теплового потока смоченной поверхности, на которой наблюдается кипение, перегревы стенки в области развитого кипения слабо растут с увеличением теплового потока, и интенсивное кипение наблюдается в жидких перемычках. При больших массовых паросодержаниях имеет место сильное уменьшение коэффициента теплоотдачи вблизи предельного значения теплового потока, которое является функцией массовой скорости и давления. Это соответствует режимам течения, показанным на рис. 7, *b*. Вблизи критического значения теплового потока перегрев стенки сильно зависит от плотности теплового потока, но является стабильным и не изменяется во времени. При давлениях 3–4 бара перегрев стенки сильнее зависит от массовой скорости, чем при давлении 5 бар.

На рис. 9 приведены измеренные локальные коэффициенты теплоотдачи в зависимости от паросодержания в точке измерения температуры стенки для различных давлений и массовых расходов в канале. Измеренные коэффициенты теплоотдачи отнесены к расчёту по модели С.С. Кутателадзе [8]

$$\alpha = \sqrt{\alpha_{\text{boil}}^2 + \alpha_{\text{conv}}^2}, \quad (2)$$

где  $\alpha_{\text{boil}}$  — коэффициент теплоотдачи при кипении в большом объеме, а  $\alpha_{\text{conv}}$  — конвективный коэффициент теплоотдачи. Здесь  $\alpha_{\text{boil}}$  рассчитывалось по зависимости из работы [9]

$$\alpha_{\text{boil}} = 550 \frac{P_{\text{cr}}^{0,25}}{T_{\text{cr}}^{0,875} M^{0,125}} q^{0,75} R_z^{0,2} \left( 0,14 + 2,2 \frac{P}{P_{\text{cr}}} \right). \quad (3)$$

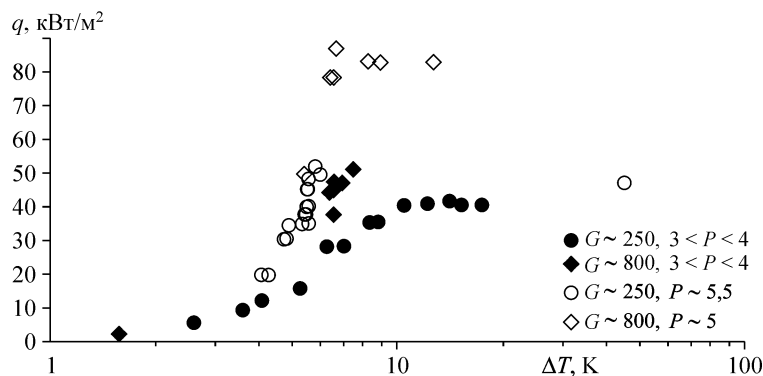


Рис. 8. Плотность теплового потока в зависимости от перегрева стенки.

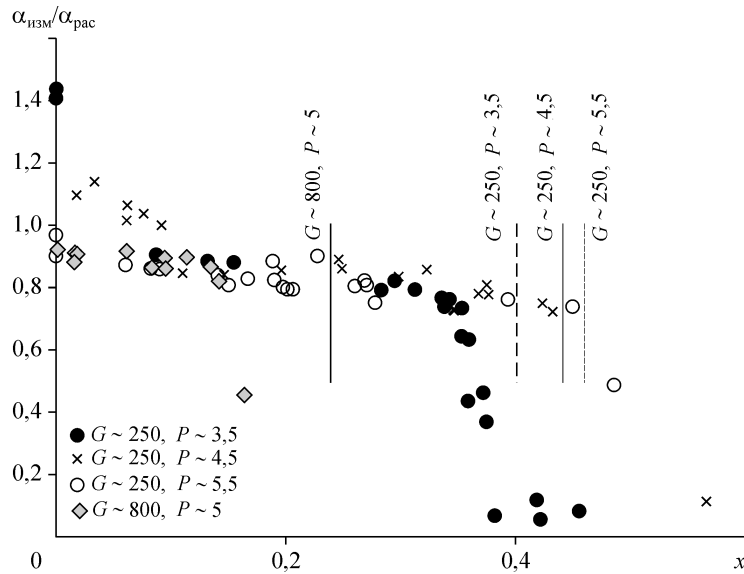


Рис. 9. Локальные коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к расчету по уравнению (2), в зависимости от паросодержания.

Расчет конвективного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{conv}}$  выполнен по соотношению из работы [10]

$$\text{Nu}_l = 0,86 \left( \frac{D_i}{D_o} \right)^{-0,16} \frac{f/8(\text{Re}_{10} - 1000) \text{Pr}_l}{\left( 1 + 12,7 \sqrt{f/8} (\text{Pr}_l^{2/3} - 1) \right)} \left( 1 + \left( \frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (4)$$

при турбулентном однофазном течении ( $\text{Re}_{10} > 2300$ ) и по соотношению из [11]

$$\text{Nu}_l = 3,66 + 1,2 \left( \frac{D_i}{D_o} \right)^{-0,8} + \left( 1 + 1,4 \left( \frac{D_i}{D_o} \right)^{0,5} \right) \frac{0,19 (\text{Re}_{10} \text{Pr}_l D_h/L)^{0,8}}{1 + 0,117 (\text{Re}_{10} \text{Pr}_l D_h/L)^{0,467}} \quad (5)$$

в области чисел Рейнольдса жидкости меньше 2300. Расчет по (2) качественно описывает теплоотдачу в кольцевом канале, но дает в среднем завышенные значения на 10–20 %. В области низких тепловых потоков (см. рис. 9), что соответствует малым паросодержаниям, наблюдается существенное расхождение данных в зависимости от давления.

При достижении критического паросодержания наблюдается резкое ухудшение теплообмена (см. рис. 9), характерное для кризиса теплоотдачи второго рода [12]. В работе [12] предложена эмпирическая зависимость для определения граничного паросодержания  $x_{\text{cr}}$  в зависимости от свойств теплоносителя, расхода и геометрии канала. Расчет граничного паросодержания по [12] показан линиями на рис. 9. Так же, как и в работе [12], в наших опытах наблюдается уменьшение граничного паросодержания с увеличением массового расхода. Результаты расчета близки к экспериментальным данным только в области больших критических паросодержаний. В настоящих экспериментах наблюдается более сильная зависимость граничного паросодержания от давления, чем отмечается в работе [12]. В работах [4, 5] и [12] кризис теплоотдачи связывают с “пересыханием” теплообменной поверхности, но в нашем случае образование несмоченных областей на

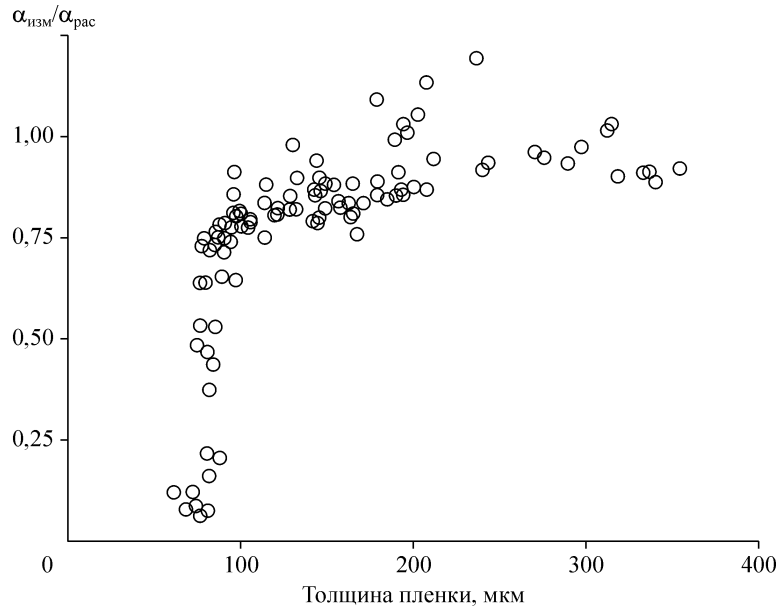


Рис. 10. Локальные коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к расчету по уравнению (2), в зависимости от расчетной толщины пленки.

поверхности визуально не наблюдалось. Кризис теплоотдачи возникал только после перехода к кольцевому режиму течения с подавлением кипения в тонких слоях жидкости, при этом внутренняя обогреваемая трубка канала оставалась полностью смоченной.

При кольцевом режиме течения толщина пленки жидкости уменьшается вдоль канала и при ее малых толщинах кипение в ней подавляется (см. рис. 7). Переход к режиму испарения пленки вызывает резкое уменьшение коэффициента теплоотдачи и уменьшение скорости отвода тепла от обогреваемой стенки. На рис. 10 представлены коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к расчету по (2), в зависимости от текущей толщины пленки. Толщина пленки жидкости для сечения, в котором был измерен перегрев стенки, была рассчитана с учетом зависимости толщины волновой пленки от приведенной скорости пара, приведенной в [13]. Для высоких скоростей пара и тонких пленок жидкости влияние сил гравитации мало, и при расчете толщины пленки в горизонтальном потоке было использовано соотношение для вертикального потока. Это подтверждается тем, что расчет по соотношениям для восходящего течения практически не отличается от расчета по соотношениям для опускающего течения [13], полученное отличие в толщине пленки составляет порядка 1 микрона. На рис. 10 видно, что подавление кипения для хладагента 318С происходит для пленок с толщиной меньше 70 микрон. Для таких пленок кипение практически подавлено и возможно только поверхностное испарение с малыми значениями коэффициентов теплообмена, что приводит к значительному ухудшению теплообмена при кипении движущейся жидкости в кольцевом мини-канале.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Капиллярные силы существенно изменяют режим течения при кипении движущейся жидкости в кольцевом горизонтальном канале с малым зазором. Преобладающим в этом случае являются режим с асимметричными тэйлоровскими



пузырями и пробковое течение с проницаемыми для пара кипящими жидкими пробками. При наличии в потоке жидких перемычек специфические режимы течения в узком зазоре не оказывают значительного влияния на теплообмен при кипении движущейся жидкости из-за интенсивного кипения в перемычках. При достижении граничного паросодержания возникает ухудшение теплообмена со стенкой. Как показала визуализация потока, причиной этого являются отсутствие жидких перемычек и прекращение кипения в пленке, которое происходит для хладона R318C при толщине пленки меньше 70 мкм. Переход к режиму конвективного испарения приводит к значительному уменьшению коэффициента теплоотдачи. Известная зависимость Дорощука [12] применима для расчета граничного паросодержания только при  $x_{cr}$  больше 0,5. Оценка  $x_{cr}$  по предельной толщине пленки применима во всем рассмотренном диапазоне рабочих параметров.

#### ОБОЗНАЧЕНИЯ

$D$ — диаметр,	$T$ — температура,
$dP_m$ — измеренный перепад давления,	$R_z$ — характерный размер шероховатости, мкм,
$f$ — фактор Фанинга,	$v$ — скорость,
$l_{boil}$ — длина экономайзерного участка,	$V$ — приведенная скорость,
$L$ — длина участка,	$x$ — массовое паросодержание,
$M$ — молекулярная масса,	$x_z$ — массовое паросодержание в точке $z$ ,
$P$ — давление,	$z$ — расстояние от входа до точки измерения,
$q$ — плотность теплового потока,	$\Delta T_*$ — разница температур на внешней
$q'''$ — объемная плотность тепловыделения,	и внутренней стенках обогреваемой трубы.
$R$ — радиус,	

#### ГРЕЧЕСКИЕ СИМВОЛЫ

$\alpha$ — коэффициент теплоотдачи,	$\lambda$ — коэффициент теплопроводности,
$\delta$ — толщина,	$\sigma$ — коэффициент поверхностного натяжения,
	$\mu$ — коэффициент динамической вязкости.

#### БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

Re — число Рейнольдса,	Pr — число Прандтля,
	Nu — число Нуссельта.

#### ИНДЕКСЫ

$i$ — внутренний,	$l0$ — весь расход считать жидким,
$o$ — внешний,	sat — на линии насыщения,
inlet — входной,	boil — кипение,
outlet — выходной,	conv — конвекция,
$h$ — гидравлический,	cr — граничный,
$l$ — жидкость,	$w$ — стенка,
	$m$ — измеренный.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Sadatomi M., Sato M., Saruwatari S. Two-Phase Flow in Vertical non Circular Channels // Inter. J. Multiphase Flow. — 1982. — Vol. 8. — P. 641–655.
2. Nakoryakov V.E., Kuznetsov V.V., Vitovsky O.V. Experimental Investigation of Upward Gas-Liquid Flow in a Vertical Narrow Annulus // Inter. J. Multiphase Flow. — 1992. — Vol. 18. — P. 313–326.
3. Kuznetsov V.V., Vitovsky O.V. Flow Patterns of Two-Phase Flow in Vertical Annuli and Rectangular Channel with Narrow Gap // Proc. First Int. Symp. on Two-Phase Flow Modeling, 1995. — P. 1331–1338.
4. Кожелупенко Ю.Д., Смирнов Д.Ф., Коба А.Л. Кризис кипения недогретой жидкости в узких кольцевых каналах при малых скоростях движения // Тез. докл. “Теплофизика и гидродинамика процессов кипения и конденсации”. — Рига, 1982. — Т. 1. — С. 154–155.
5. Кожелупенко Ю.Д. Критические (предельные) тепловые потоки при кипении воды и водных растворов в капиллярных и кольцевых каналах в условиях работы систем охлаждения РЭА // Автореф. дисс. ... к.т.н. — Одесса, 1984.
6. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. — М.: Энергия, 1967. — 224 с.

7. **Kuznetsov V.V., Shamirzaev A.S.** Two-phase flow pattern and flow boiling heat transfer in non-circular channel with a small gap // G.P. Celata, P. Di Marco, R.K. Shah (Editors). Two-Phase Flow Modelling and Experimentation, Edizioni ETS. — 1999, Piza. — Vol. 1. — P. 249–256.
8. **Кутателадзе С.С.** Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. — 415 с.
9. **Данилова Г.Н.** Обобщение данных по теплоотдаче при кипении фреонов // Холодильная техника и технология. — 1969. — Вып. 8. — С. 79–85.
10. **Петухов Б.С., Ройзен Л.И.** Обобщенные зависимости для теплоотдачи при турбулентном течении газа в трубах кольцевого сечения // Теплофизика высоких температур. — 1964. — Т. 2, № 1. — С. 65–68.
11. **Stephan K.** Wärmeübergang bei Turbulenter und bei Laminarer Stromung in Ringspalten // Chem. Ing. Tech. — 1962. — Vol. 34. — P. 207–212.
12. **Дорошук В.Е., Левитан Л.Л., Ланцман Ф.П., Барановский В.О.** Исследование кризиса теплообмена второго рода в кольцевых каналах с внутренним обогревом // Теплоэнергетика. — 1977. — № 6. — С. 66–71.
13. **Asali J.C., Hanratty T.J., Andreussi P.** Interfacial Drag and Film Height for Annular Flow // AIChE J. — 1985. — Vol. 31. — P. 886–902.

*Статья поступила в редакцию 28 ноября 2006 г.*