

03

## Особенности кипения и конденсации при восходящем течении в мини-канальных системах

© В.В. Кузнецов<sup>1,2</sup>, С.А. Сафонов<sup>1</sup>, А.С. Шамирзаев<sup>1</sup><sup>1</sup> Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск<sup>2</sup> Новосибирский государственный университет

E-mail: vladkuz@itp.nsc.ru

Поступило в Редакцию 1 июля 2015 г.

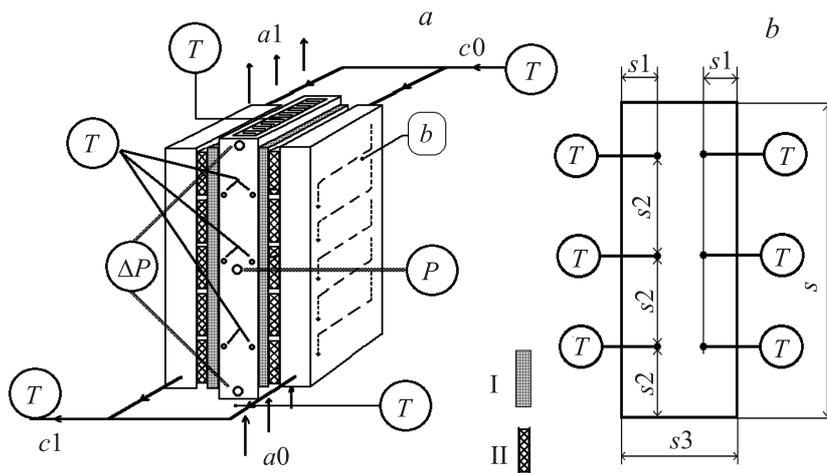
Представлены результаты экспериментальных и численных исследований, направленных на выявление механизма теплообмена при кипении и конденсации в однорядной системе мини-каналов в условиях восходящего течения для массовых скоростей 30 и 50 kg/(m<sup>2</sup> · s). В качестве рабочей жидкости использован хладон R-21, моделирующий криогенные жидкости при низких температурах. Установлено определяющее влияние самоорганизации течения при воздействии капиллярных сил на процессы теплообмена в ходе фазового перехода в системе мини-каналов при малых массовых скоростях и тепловых потоках.

Одним из наиболее эффективных методов интенсификации тепло-массопереноса при фазовых переходах является использование каналов малого размера. Это связано с тем, что при уменьшении поперечного размера канала обратно пропорционально увеличивается отношение поверхности к объему канала. Большими возможностями обладают каналы малого размера в технологических приложениях, которые требуют передачи больших потоков тепла и массы в ограниченном объеме, например в компактных парогенераторах/конденсаторах энергетических и криогенных устройств, установках ожижения природного газа, системах охлаждения микропроцессоров [1]. Перспективным направлением является использование мини-каналов, т.е. каналов с поперечным размером меньше капиллярной постоянной  $l_c = \sqrt{2\sigma/g(\rho_L - \rho_G)}$ , где  $\sigma$  — поверхностное натяжение,  $\rho$  — плотность,  $g$  — ускорение силы тяжести, индексы  $L$  и  $G$  соответствуют жидкости и газу.

Механизмы теплообмена при кипении и конденсации в мини-каналах рассмотрены в [2,3] и достаточно противоречивы, в особенности для кипения. В ряде работ получено, что интенсивность теплообмена при кипении определяется тепловым потоком и давлением и слабо зависит от массового расхода [4,5]. В других работах отмечено, что коэффициенты теплоотдачи растут с увеличением расхода и вклад пузырькового кипения не является определяющим [6]. Опубликованные методы расчета теплообмена при кипении в мини-каналах основаны либо на модификации моделей, созданных для кипения в обычных трубах [2], или на специально разработанных корреляциях [4], но их применение для различных режимов теплообмена не может считаться успешным [7]. Особого внимания при анализе теплообмена в малоразмерных системах заслуживает пленочное течение, которое обеспечивает высокие тепловые потоки при малых температурных напорах [8].

Отличительной особенностью перспективных мини-канальных систем в энергетике и криогенной технике являются малые массовые скорости и тепловые потоки, что связано с необходимостью поддержания низких перепадов давления. Целью данной работы является выявление механизма теплообмена при кипении и конденсации хладагента R-21 в однорядной системе мини-каналов в условиях восходящего течения, что необходимо для более глубокого понимания физики процессов, протекающих в условиях существенного влияния капиллярных сил при малых массовых скоростях. Эксперименты проводились при скоростях 30 и 50  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , которые являются типичными для перспективных криогенных систем, но мало изучены. Выбор рабочей жидкости определяется направленностью работы на моделирование процессов теплообмена в перспективных системах разделения воздуха при криогенных температурах и ожижения природного газа.

Экспериментальное исследование кипения и конденсации при восходящем течении R-21 проводилось для однорядной вертикальной системы мини-каналов (рис. 1). Хладагент подается центробежным насосом от бака-аккумулятора в охладитель, предварительный парогенератор и через выравнивающий коллектор в нижнюю часть теплообменного участка, показанного на рис. 1. Участок состоит из ряда алюминиевых ребер толщиной 0,2 мм, которые впаяны в стенки теплообменного участка с внутренним сечением  $6,7 \times 70 \text{ mm}$ , образуя мини-каналы с сечением  $6,5 \times 1,05 \text{ mm}$ . Шероховатость стенок составила



**Рис. 1.** *a* — сборка теплообменного участка: *a0* — вход фреона; *a1* — выход фреона; *b0* — вход воды; *b1* — выход воды; *c* — водный теплообменник; I — медная пластина; II — элемент Пельтье; *T* — термопары в потоке;  $T_w$  — отверстия стеночных термопар, *P* — датчики давления. *b* — схема расположения термопар на измерительном участке:  $s = 279$  mm;  $s1 = 25$  mm;  $s2 = 70$  mm;  $s3 = 80$  mm.

6  $\mu$ m. На выходе теплообменного участка расположен доиспаритель жидкости, который обеспечивает подавление пульсаций давления в линии, соединяющей рабочий участок с конденсатором. Эксперименты проводились в диапазоне статических давлений от 1.6 до 2.1 bar.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определяет величину теплового потока при известном температурном напоре и вычисляется с учетом тепловой эффективности стенки канала  $\eta_0 = 1 - (A_1/A_0)(1 - \eta_f)$  следующим образом:

$$Q_{fr} = A_0 \eta_0 \alpha (T_w - T_{sat}). \quad (1)$$

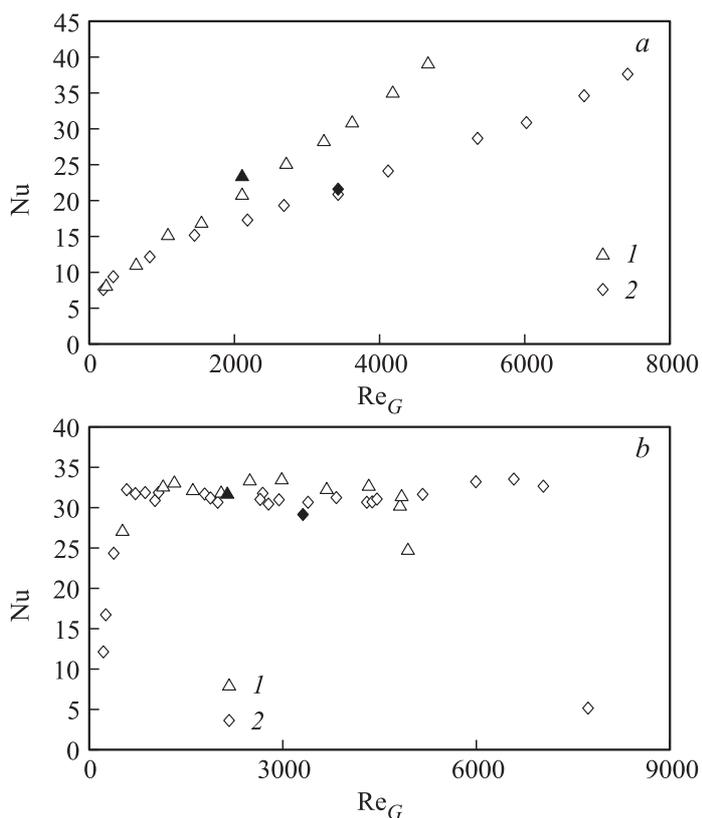
Здесь  $Q_{fr}$  — количество тепла, подведенное к теплообменному участку,  $\eta_f$  — эффективность ребра,  $A_0$  и  $A_1$  — площади внешних поверхностей теплообменного участка и впаянных ребер. Температура внутренней поверхности  $T_w$  определяется как средняя температура внешней поверхности теплообменного участка, определенная по показаниям двенадцати

зачеканенных термопар, скорректированная с учетом градиента температуры в стенке участка. Расположение термопар на внешней стороне теплообменного участка показано на рис. 1. Термопары на другой стороне участка расположены симметрично. Температура насыщения  $T_{sat}$  определяется по измеренному давлению  $P$  в середине рабочего участка. Десять термоэлектрических модулей Пельтье II, две выравнивающие температуру медные пластины I и внешние водные теплообменники  $c$  используются для нагрева или охлаждения теплообменного участка.

На рис. 2, *a* приведена зависимость числа Нуссельта  $Nu = \alpha D_h / \lambda_L$ , где  $D_h$  — гидравлический диаметр канала и  $\lambda$  — теплопроводность, от числа Рейнольдса потока пара при конденсации для двух массовых скоростей  $G$ , равных 30 и 50  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ . Число Рейнольдса при кипении и конденсации определяется следующим образом:  $Re = Gx D_h / \mu_G$ , где  $x$  — среднее по участку балансовое массовое паросодержание,  $\mu_G$  — динамическая вязкость. Приведенные данные соответствуют изменению  $x$  в середине теплообменного участка от 0.02 до 0.98. Как видно, коэффициент теплоотдачи увеличивается с ростом числа Рейнольдса и уменьшением массовой скорости, что является типичным для конденсации.

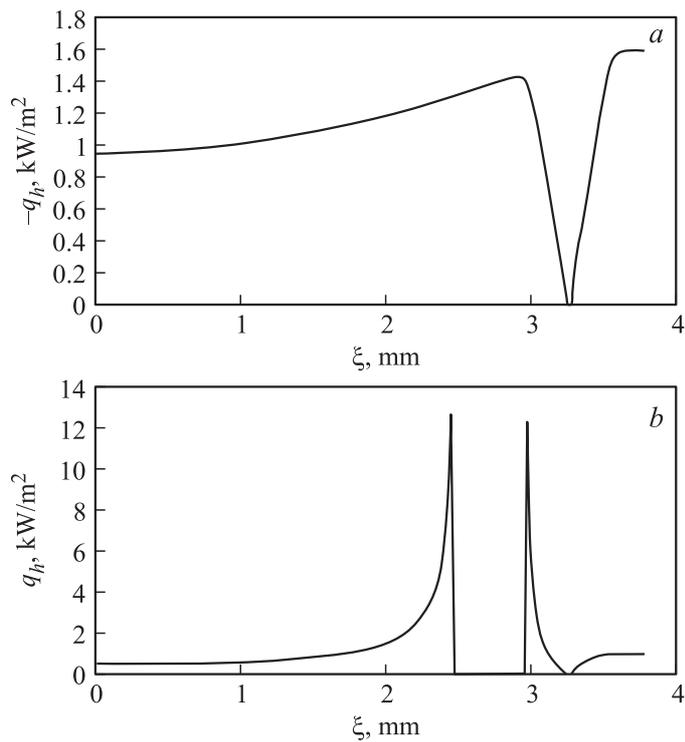
Принципиально другой характер зависимости коэффициента теплоотдачи от параметров течения наблюдается при кипении. На рис. 2, *b* приведена зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса потока пара при кипении для массовых скоростей 30 и 50  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ . Экспериментальные данные соответствуют изменению теплового потока через стенку теплообменного участка от 2 до 8  $\text{kW}/\text{m}^2$ . Как видно, коэффициент теплоотдачи практически не изменяется при изменении числа Рейнольдса и теплового потока, что показывает определяющую роль испарения с поверхности жидкости в мини-канальной системе.

В каналах с зазором меньше 1 мм вспененное течение вырождается [9], кольцевое течение возникает на границе снарядного течения и вначале может перемежаться неустойчивыми редкими жидкими перемычками. Верхняя граница снарядного течения при  $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  в рассмотренных выше условиях соответствует  $Re_G = 650$  ( $x = 0.08$ ) [10]. Для выявления физики тепломассообменных процессов рассмотрим влияние фазового перехода на процесс самоорганизации течения в прямоугольном мини-канале на основе теоретической модели, предложенной в [11]. Численное решение системы уравнений Навье–Стокса



**Рис. 2.** Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса потока пара: *a* — режим конденсации, *b* — режим испарения. Светлые точки — эксперимент, темные точки — расчет: 1 — массовый расход  $30 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ; 2 — массовый расход  $50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ .

для кольцевого восходящего течения проводится на основе подхода, состоящего в выделении течения в углу канала, ограниченного межфазным мениском, и пленочного течения на стенках канала. Для определения формы поверхности жидкости при испарении проводится расчет полуширины ривулета, соответствующего текущему расходу жидкости в пленке. Полагается, что при достижении полушириной



**Рис. 3.** Распределение теплового потока по периметру канала при массовом расходе  $50 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ : *a* — режим конденсации, *b* — режим испарения.

ривулета значения, которое меньше, чем расстояние от центра канала до края мениска, пленка разрывается и в канале устанавливается новая конфигурация, состоящая из ривулета, мениска и сухого пятна. Особенностью этой конфигурации является наличие линии смачивания, в окрестности которой локальные тепловые потоки достигают наибольших значений. Теплоотдача от стенки в поток пара мала и в расчетах не учитывается.

Выделим четверть сечения канала, которая является элементом симметрии, и начало декартовой системы координат поместим в середину длинной стороны мини-канала. Оси координат  $x, y$  и  $z$  направлены

вдоль канала, поперек канала и по нормали к длинной стороне канала соответственно. Результаты расчета распределения локального теплового потока при конденсации вдоль периметра канала  $\xi$  при массовой скорости  $G = 52 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  и начальном паросодержании 0.4 показаны на рис. 3, *a*. Здесь минимальные значения локального теплового потока соответствуют области жидкости, радиус которой соответствует предельному радиусу мениска, определяемому скоростью пара [11]. Как видно, максимальный тепловой поток и максимальная скорость конденсации наблюдаются в области минимальной толщины пленки, что способствует выравниванию ее поверхности. Полученные в расчете осредненные по периметру канала числа Нуссельта показаны темными точками на рис. 2, *a* и хорошо соответствуют экспериментальным данным.

Результаты расчета распределения локального теплового потока вдоль периметра канала при испарении для массовой скорости  $G = 52 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  и паросодержания 0.4 показаны на рис. 3, *b*. Предполагалось, что первоначально жидкость равномерно распределена вдоль периметра канала и краевой угол смачивания равен  $5^\circ$ . При установлении течения жидкость стягивается в углы канала капиллярными силами и происходит разрыв пленки с образованием линии смачивания, в окрестности которой тепловой поток ограничен величиной шероховатости стенки канала. Размер сухого пятна на рис. 3, *b* соответствует области с нулевым тепловым потоком и увеличивается с ростом массового паросодержания (возрастанием  $Re_G$ ). Как видно, формирование сухих пятен и увеличение коэффициента теплоотдачи в окрестности линии смачивания типичны для испарения жидкости в мини-канале. Это явление определяет отсутствие существенного влияния скорости пара на величину локального коэффициента теплоотдачи, наблюдаемое в эксперименте. Полученные в расчете осредненные по периметру канала числа Нуссельта для испарения показаны темными точками на рис. 2, *b* и хорошо соответствуют экспериментальным данным. Ухудшение теплоотдачи в расчете наблюдается для  $x$  больше 0.8, когда ривулет испаряется.

Полученные данные определяют различие механизмов теплообмена при кипении и конденсации в условиях восходящего течения при малых массовых скоростях и тепловых потоках. Они показывают определяющее влияние самоорганизации течения при фазовых переходах на процессы теплообмена в системе мини-каналов. Представленные

зависимости коэффициентов теплоотдачи от параметров потока в практически важном диапазоне массовых скоростей и тепловых потоков определяют эффективность применения мини-канальных систем в компактных парогенераторах/конденсаторах и могут быть использованы при разработке перспективных систем разделения воздуха при криогенных температурах и ожижения природного газа.

Исследование выполнено в ИТ СО РАН за счет гранта Российского научного фонда (проект № 14-49-00010).

## Список литературы

- [1] Чиннов Е.А., Роньшин Ф.В., Кабов О.А. // Письма в ЖТФ. 2015. Т. 41. В. 17. С. 1–8.
- [2] Kandlikar S.G. // Heat Transfer Eng. 2010. V. 31(3). P. 159–167.
- [3] Kim S.M., Mudawar I. // Int. J. Heat Mass Transfer. 2012. V. 55. P. 984–994.
- [4] Bertsch S.S., Groll E.A., Garimella S.V. // Int. J. Heat Mass Transfer. 2009. V. 52. P. 2110–2118.
- [5] Saisorn S., Kaew-On J., Wongwises S. // Int. J. Heat Mass Transfer. 2010. V. 53. P. 4023–4038.
- [6] Kuznetsov V.V., Shamirzaev A.S. // Heat Transfer Eng. 2007. V. 28(8–9). P. 738–745.
- [7] Li W., Wu Z. // Int. J. Heat Mass Transfer. 2010. V. 53. P. 1778–1787.
- [8] Павленко А.Н., Ли Х., Ли Н., Гао Х., Володин О.А., Суртаев А.С., Сердюков В.С. // Письма в ЖТФ. 2015. Т. 41. В. 16. С. 1–8.
- [9] Mishima K., Hibiki T., Nishihara H. // Int. J. Multiphase Flow. 1993. V. 19. P. 115–124.
- [10] Mishima K., Ishii M. // Int. J. Heat Mass Transfer. 1984. V. 27(5). P. 723–737.
- [11] Kuznetsov V.V., Safonov S.A. // Heat pipes and solid sorption transformations fundamentals and practical applications / Eds. L.L. Vasiliev, S. Kakac. Boca Raton: CRC Press, 2013. P. 465–496.