УДК 621.56; 536.2

Теплоотдача при кипении хладагентов

в малых каналах

Д. М. ХОВАЛЫГ, д-р техн. наук А. В. БАРАНЕНКО baranenko@mail.ifmo.ru

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет ИТМО Институт холода и биотехнологий 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Представлены сведения о динамике двухфазного потока, механизмы теплообмена при кипении веществ, аналитические и полуэмпирические соотношения для расчета коэффициента теплоотдачи, результаты экспериментальных исследований теплообмена при кипении R134a в каналах гидравлическим диаметром 0,54 мм.

Ключевые слова: микроканальный испаритель, двухфазный поток, коэффициент теплоотдачи, хладагент,

Heat transfer of refrigerants boiling in small channels

D. M. KHOVALYG, D. Sc. A. V. BARANENKO baranenko@mail.ifmo.ru University ITMO Institute of Refrigeration and Biotechnologies 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

The article describes the dynamics of a two-phase flow, shows mechanisms of heat transfer in boiling substances, presents analytical and semi-empiric correlations to calculate the heat transfer coefficient, and analyzes the results of experimental research on heat transfer when R134a is boiling in channels with the hydraulic diameter of 0,54 mm.

Keywords: micro-channel evaporator, two-phase flow, heat transfer coefficient, refrigerant.

Компактные теплообменники с малыми каналами для подвода или отвода тепла становятся все более привлекательными, благодаря значительному увеличению поверхности теплообмена на единицу объема, более интенсивному теплообмену по сравнению с традиционными теплообменными аппаратами, снижению объема заправки рабочего вещества и способности выдерживать высокие рабочие давления. Они находят применение в системах охлаждения электронного оборудования, химических и ядерных реакторов, в системах кондиционирования и промышленного охлаждения.

Подробное изучение теплообменников с малыми каналами пришлось на начало 90-х гг. прошлого века, и с каждым годом количество как экспериментальных, так и теоретических работ в этой области неукоснительно растет [1, 2, 3].

Определение границы разделения теплообменников на макро- и микро- является задачей неоднозначной. Кью и Корнвелл предложили в качестве определяющего параметра стесненность парового пузыря в канале, который определяется числом Со [4]:

$$Co = \frac{1}{D} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_* - \rho_r)}}$$
(1)

Границей раздела на микро- и макро- было определено число Со = 0,5, при стесненности Со > 0,5 каналы считаются микроканалами.

Кандликар в работе [5] дал достаточно простую классификацию каналов в зависимости от их гидравлического диаметра D_и:

*D*_{*¹*} > 3 мм — традиционные каналы;

200 µм < *D*_{*^{<i>μ*}} < 3 мм — миниканалы;</sub>

10 < D_b < 200 µм — микроканалы.

Браунер и Уллманн определили, что безразмерный критерий Этвеша играет важную роль в определении характеристик жидкой пленки в дисперсионном режиме, а также смачиваемости стенки канала при режиме разделенных потоков [6].

$$E_{O} = \frac{g(\rho_{*} - \rho_{r})}{8\sigma}; E_{O} = \frac{B_{O}}{8} = \frac{1}{8CO^{2}}.$$
 (2)

Границей разделения каналов на микро- и макробыло предложено число Ео = 0,2. Важно заметить, что критерий Этвеша прямо пропорционален числу Бонда Во, которое определяет соотношение подъемной силы к силам поверхностного натяжения.

В работе [7], путем определения границы перехода потока от несимметричного к симметричному, Ли и Ванг экспериментально исследовали влияние сил гравитации на поток. Граничное значение внутреннего диаметра определено как $D_{th} = 1,75L_{cap}$, критическое значение — $D_{\text{крит}} = 0,224L_{cap}$. Здесь L_{cap} — капиллярная длина

$$L_{cap} = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_x - \rho_r)}}.$$
 (3)

При *D* < *D*_{крит} влияние сил гравитации незначительно по сравнению с поверхностным натяжением, режимы потока симметричны. При $D_{\text{крит}} < D < D_{th}$ влияние сил гравитации и поверхностного натяжения сопоставимы и наблюдается небольшое разделение фаз в потоке. При D₁ < D силы гравитации превалируют и наблюдаются режимы потока, характерные для традиционных «больших» каналов.



Рис. 1. Карта режимов двухфазного потока в малых каналах и сравнение переходных кривых между режимами с традиционной картой Катан–Томе–Фаврат:



С-К — снарядно-кольцевой режим, К — кольцевой режим

Структура двухфазного потока в малых каналах

Размер канала значительно влияет на характер парообразования при кипении жидкости в потоке. С уменьшением размера канала значение подъемной силы нивелируется, доминирующую роль начинают играть силы инерции, вязкость и поверхностное натяжение. Наблюдения за двухфазным потоком показывают отсутствие в малых каналах расслоенного режима, характерного для больших каналов.

В зависимости от свойств вещества, от массового расходного паросодержания *x*, от подводимого теплового потока *q* и геометрии канала наблюдаются различные режимы двухфазного потока. В общем случае режимы, наблюдаемые при кипении в малых каналах, можно разделить на три группы: пузырьковый, снарядный (сливающиеся пузыри) и кольцевой режимы [2]. Каждый из режимов характеризуется отдельным механизмом процесса теплообмена.

На рис. 1. показано сравнение карты режимов для малых каналов (D = 0,509 мм), разработанной Ревеллином и др. в работе [8], с картой режимов Катан–Томе– Фаврат для традиционных «больших» труб.

На основе работы [9] по кипению R134a, R245fa и R236fa в каналах диаметром 1,03 мм, 2,22 мм и 3,04 мм и экспериментальных данных по кипению хладагентов R134a и R245fa в каналах диаметром 0,5 мм и 0,8 мм, в работе [10] были определены граничные значения массового расходного паросодержания между режимами потока.

Механизмы теплообмена при кипении жидкости в малых каналах

Два преобладающих механизма теплообмена при кипении в малых каналах наглядно представлены на рис. 2. На рис. 2, а показано изменение коэффициента теплоотдачи вдоль канала при теплообмене, обусловленном преимущественно пузырьковым кипением. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи α наблюдается во время пузырькового и снарядного режима кипения, которые преобладают на большей части канала, затем коэффициент α падает из-за постепенного подавления пузырькового кипения. При кипении, обусловленном преимущественно конвективным кипением, на большей части длины канала преобладает кольцевой режим (рис. 2, б). Коэффициент теплоотдачи α постепенно возрастает по мере утоньшения пленки жидкости вдоль стенки канала и достигает максимального значения при минимальной толщине пленки, затем коэффициент α резко падает. При пузырьковом кипении теплообмен зависит от теплового потока, а при конвективном кипении теплообмен зависит от массового расхода и в меньшей мере зависим от теплового потока. Во время стабильного кипения внутренняя поверхность канала смачивается тонкой пленкой жидкости даже при больших значениях паросодержания, поэтому при кольцевом режиме кипения наблюдается рост коэффициента теплоотдачи. В случае нестабильного кипения пленка жидкости время от времени разрывается, приводя к флуктуациям коэффициента теплоотдачи и к наступлению кризиса кипения при достаточно низких значениях паросодержания [11]. В случае подвода значительного теплового потока или в случае длинных каналов пленка жидкости вдоль стенки высыхает полностью, вызывая резкое падение коэффициента теплоотдачи.



Рис. 2. Схематическое представление режимов кипения и изменение коэффициента теплоотдачи вдоль мини/микроканала [11]: а — теплообмен при доминирующем пузырьковом кипении; б — теплообмен при доминирующем конвективном кипении

Характерные особенности изменения коэффициента теплоотдачи при кипении жидкости в малых каналах

Графики с различными трендами коэффициента теплоотдачи, построенные на основе экспериментальных данных, в зависимости от массового расхода, теплового потока, температуры насыщения и диаметра канала, показаны на рис. З [12]. Характер изменения коэффициента теплоотдачи бо́льшей части экспериментальных работ соответствует трендам (а) и (д), что указывает на то, что работы проводились в режимах, где большую роль играет конвективное кипение, а так же на границе с кризисом кипения. Тренды (в) и (ж) показывают наиболее полную картину теплообмена в малых каналах, согласно аналитическим моделям [16–18]. Зависимости коэффициента α от размера канала и температуры насыщения показаны на рис. 3, и, к. В работе [13] было проведено сравнение теплообмена в гладких и шероховатых каналах. В шероховатых каналах коэффициент теплоотдачи увеличивается с увеличением теплового потока и эффект массового расхода незначителен до наступления кризиса кипения (см. рис. 3, б, е). Тренды (г) и (з), если присмотреться внимательнее, являются частными случаями (б) и (е) и характерны для режимов потока на границе перехода кольцевого режима к кризису кипения.

Таким образом, механизмы теплообмена во время кипения вещества в малых каналах, согласно режиму потока, разделяются на следующие категории [14]:



Рис. 3. Характер изменения коэффициента теплоотдачи на основе экспериментальных данных [12]: а — коэффициент а растет с увеличением массового расхода, но резко падает при бо́льших значениях паросодержания из-за наступления кризиса кипения; б — коэффициент а независим от массового расхода; в — коэффициент а возрастает с ростом паросодержания, при низких значениях паросодержания наблюдается плато; г — коэффициент а независим от расхода, и его значение уменьшается с ростом паросодержания; д — коэффициент а растет с увеличением теплового потока для низких значений паросодержания, при больших значениях паросодержания коэффициента а для разных тепловых потоков сходятся; е — коэффициент а растет с ростом теплового потока и с ростом паросодержания, пока не наступает кризис кипения; ж — коэффициент а растет с ростом теплового потока; з — коэффициент а растет с ростом теплового потока, но независим от паросодержания пока не наступает кризис кипения; и — коэффициент а возрастает с уменьшением диаметра канала, пока не наступает кризис кипения при бо́льших значениях паросодержания; к — коэффициент а возрастает с увеличением температуры насыщения при низких значениях паросодержания; к — коэффициент а возрастает с увеличением температуры насыщения при низких значениях паросодержания, но при больших значениях паросодержания влияние температуры нивелируется.

 в пузырьковом режиме, характерном при малых паросодержаниях, преобладает пузырьковое кипение и конвективный перенос жидкости;

 — в снарядном режиме испарение тонкой пленки между паровым пузырем и стенкой является доминирующим механизмом;

 — в кольцевом режиме конвективное испарение через тонкую жидкую пленку является основным механизмом.

Аналитические модели описания теплообмена при кипении в малых каналах на основе наблюдений за режимами потока

К настоящему времени существует множество аналитических моделей описания двухфазного потока в малых каналах. Каждая из научных школ, ведущих фундаментальные исследования по теплообмену в малых каналах, к которым в первую очередь относятся *Rochester Institute of Technology*, *Purdue University, École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), University of Illinois at Urbana-Champaign (UIUC),* имеет свою вариацию модели теплообмена для каждого режима кипения. Работы лаборатории тепломассообмена университета *École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL)* во главе с профессором Д. Томе заслуживают отдельного внимания, в связи с основательностью и последовательностью работ по кипению хладагентов в малых каналах.

Первые попытки, в понимании термодинамики при конвективном кипении в микроканалах, были сделаны Морияма, Иню и Охира в 1992 г. во время исследования кипения хладагента R113 в микроканалах прямоугольного сечения высотой 35–110 µм и шириной 30 мм [15].Они разработали аналитическую модель для снарядного режима, характерного для низких значений паросодержания, а так же модель для кольцевого режима, характерного для бо́льших значений паросодержания, во время которого в центре канала доминирует паровое ядро, а жидкость существует вдоль стенки в виде тонкой пленки. Морияма, Иню и Охира определили, что капиллярное число Са, представляющее собой отношение вязкостных сил к капиллярным силам, становится важным критерием в моделировании теплообмена в малых каналах в связи со значимой ролью границы раздела фаз пар-жидкость как во время снарядного, так и во время кольцевого режимов.

Трехзональная аналитическая модель Томе–Дюпонт–Джакоби для пузырькового режима кипения

Модель описания теплообмена при снарядном режиме кипения в малых каналах предложена Томе, Дюпонтом и Джакоби (2004) в работе [16]. Модель предполагает, что при кипении пузырь быстро растет до размеров канала и, по мере роста, вытягивается вдоль него. Каждому снаряду предшествует жидкостная пробка, которая утонышается по мере развития пузыря и полностью высыхает в хвосте парового снаряда. Таким образом, модель оперирует дуэтом пробка жидкости–паровой снаряд и триплетом пробка жидкости–паровой снаряд–сухая зона.

Данная теоретическая модель учитывает влияние периодичности парообразования на теплоотдачу, а так же роль жидкой пленки при образовании снаряда, но модель включает в себя три параметра, которые сложно определить теорией:

δ_{мин} — минимальная толщина жидкой пленки, которая сопоставима с шероховатостью поверхности канала, определяемой измерениями;

 C_{δ_0} — коэффициент коррекции для определения толщины жидкой пленки в начале парового снаряда, определяется эмпирическим путем;

f — период образования триплета является сложной функцией процесса генерации паровых пузырей, которая зависит от диаметра канала, шероховатости поверхности, процесса парообразования, динамики отрыва пузырей и пр., поэтому его значение на практике достаточно отличается от теоретических приближений.

В трехзональной модели Томе–Дюпонт–Джакоби переменное во времени испарение тонкой пленки жидкости между стенкой и паровым пузырем является основным механизмом, и теплоотдача максимальна при минимальной толщине пленки в хвосте снаряда (рис. 4).



Рис. 4. Циклический характер изменения коэффициента теплоотдачи [16]

Аналитическая модель Чьонколини–Томе для кольцевого режима кипения

Модель теплообмена для кольцевого режима разработана Чьонколини и Томе на основе алгебраического представления потока как турбулентного [17]. Теплообмен от стенок канала к ядру потока осуществляется через тонкую кольцевую пленку, движимую касательным напряжением на границе пар-жидкость. Данная модель не рассматривает теплообмен за счет пузырькового кипения, весь теплообмен осуществляется за счет конвекции. Так же в модели течение жидкой пленки практически не подвержено влиянию стенок канала.

Сравнение коэффициентов теплоотдачи, рассчитанных с помощью данной модели, с экспериментальными, для девяти различных веществ (вода и хладагенты R12, R22, R32, R134a, R245fa, R236fa, R290, R600a), в диапазоне рабочих давлений 0,1–7,2 МПа как для вертикальных, так и для горизонтальных труб диаметром от 1,03 до 14,4 мм показывает сходимость в интервале ±30 % (рис. 5). Характер изменения коэффициента теплоотдачи с уменьшением диаметра канала показан на рис. 6.



Рис. 5. Сравнение экспериментальных данных с расчетными значениями коэффициента теплоотдачи согласно модели Чьонколини–Томе [17]



Рис. 6. Коэффициент теплоотдачи хладагента R22 при разных диаметрах канала: 1 - D = 1,0 мм; 2 - D = 2,0 мм; 3 - D = 5,0 мм; 4 - D = 10,0 мм; q = 25 кВт/м²; G = 500 кг/(м²·c); $T_{nacbau} = 12$ °C [17]

Аналитическая модель Коста-Патри и др., совмещающая пузырьковый и кольцевой режимы кипения

Авторами Коста — Патри и др. в работе [18] исследовано кипение хладагентов R134a, R1234ze, R245fa в параллельных каналах шириной 163 µм и высотой 1560 µм. Для определения коэффициента теплоотдачи для прерывистого режима потока (*intermittentflow*), к которому относятся пузырьковый режим (*IB*) и режим со сливающимися пузырями (*CB*), они применили трехзональную модель Томе-Дюпонт-Джакоби (2004). Для кольцевого режима (AF) применена модель Чьонколини-Томе (2011). Оба метода модифицированы для лучшей сходимости экспериментальных данных для каналов с большим соотношением ширины к высоте. Для заданного значения теплового потока, кривая коэффициента теплоотдачи α имеет *V*-форму, достигая минимального значения при r = 0,5 (рис. 7). В области прерывистого режима коэффициент α , с увеличением расходного паросодержания, падает в связи с подавлением пузырькового кипения, в области кольцевого режима кипения коэффициент α , являясь функцией толщины жидкостной пленки, увеличивается с увеличением расходного паросодержания и утоньшением пленки.

Полуэмпирические соотношения для определения коэффициента теплоотдачи

Знание характера потока во многом предопределяет корректный расчет коэффициента теплоотдачи при кипении вещества в малом канале. Однако, на практике возможность определения режима кипения достаточно



Рис. 7. Коэффициент теплоотдачи R134a, G = 569 кг/(м²·c), Т_{пасыщ} = 29,9 °С, согласно расчетной модели Коста–Патри и др. [18]



Рис. 8. График изменения коэффициента теплоотдачи при кипении R134a, G = 105,4–632,5 кг/(м²·c), q=2,1 кВт/м², Т_{насыш} = 29,5 °С

ограничена, поэтому необходимо оперировать усредненным значением коэффициента теплоотдачи, характерным для всего канала. В связи с этим, полуэмпирические расчетные соотношения, которые в меньшей мере зависят от режимов потока, могут являться удобным способом оценки эффективности теплообмена всего канала.

Экспериментальные исследования показывают, что теплообмен в малых каналах с некоторым успехом может быть рассчитан с использованием расчетных соотношений для кипения в потоке в макроканалах [19].

Расчетная методика Чена [20] и др. (1966), основанная на суперпозиции пузырькового и конвективного кипения и независимая от режимов кипения в канале, справедлива для значений паросодержания до 0,7. Позднее, Кандликар и Баласубраманиан [21] (2004), Саито и др. [22] (2007), модифицировали методику Чена и др. применительно к малым каналам (таблица).

Соотношение Купера [23] (1984) для кипения в большом объеме независимо от массового расхода, но тем не менее, как показано в работах [15, 28, 29] приме-

нимо для определения среднего коэффициента теплоотдачи при кипении в малых каналах, при доминирующем пузырьковом кипении. Для пузырькового кипения так же применимы соотношения Лазарек и Блека [24] (1982) и Тран и др. [25] (1996).

Методика Гунгора и Винтертона [26] (1986), изначально разработанная для макроканалов, учитывает как пузырьковую, так и конвективную составляющую при кипении в потоке, поэтому она рекомендована для оценки теплообмена и в малых каналах.

Приведенные в таблице соотношения Ли и Мудавар [27] (2005) и Бертч и Гаримелла [28] (2009), являются методиками расчета, изначально разработанными именно для малых каналов. Например, Бертч и Гаримел-

ла оперируют числом стеснения
$$N_{conf} = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_* - \rho_r)D^2}}$$

которое характерно только для малых каналов.

В статье названа лишь часть, существующих на данный момент, расчетных методик для определения ко-

эффициента теплоотдачи в малых каналах. В основном, эти методики наилучшим образом определяют интенсивность теплообмена только для определенных, характерных для автора параметров, что указывает на чувствительность коэффициента теплоотдачи к влиянию различных механизмов кипения, которые в первую очередь определяются режимами потока. Поэтому для возможности оценки теплообмена в практическом случае необходимо из множества методик выбрать наиболее подходящую по веществу, диаметру и длине канала, массовому расходу и тепловому потоку. В первом приближении можно воспользоваться методиками, приведенными в таблице.

Соотношения для расчета коэффициента теплоотдачи		
при кипении насыщенной жидкости в малых каналах [21, 24, 27, 28]		

Расчетные соотношения	Примечания	
Кандликар и Баласубраманиан (2004)		
Для $\operatorname{Re}_{\mathfrak{m}} < 1000$, $\mathfrak{a} = \mathfrak{a}_{n}$; Для $\operatorname{Re}_{\mathfrak{m}} > 1000$, $\mathfrak{a} = \max(\mathfrak{a}_{n}, \mathfrak{a}_{\text{конв}})$; $\mathfrak{a}_{n} = 1,136 \operatorname{Co}^{-0.9} (1-x)^{0.8} \mathfrak{a}_{\mathfrak{m}} + 667,2 \operatorname{Bo}^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} \mathfrak{a}_{\mathfrak{m}}$; $\mathfrak{a}_{\text{конв}} = 0,6683 \operatorname{Co}^{-0.2} (1-x)^{0.8} \mathfrak{a}_{\mathfrak{m}} + 1058 \operatorname{Bo}^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} \mathfrak{a}_{\mathfrak{m}}$; Для $\operatorname{Re}_{\mathfrak{m}} \ge 3000$ $\mathfrak{a}_{\mathfrak{m}} = \frac{(\operatorname{Re}_{\mathfrak{m}} - 1000) \operatorname{Pr}_{\mathfrak{m}} \left(\frac{f}{2}\right) (k_{\mathfrak{m}}/D)}{1 + 12,7 (\operatorname{Pr}_{\mathfrak{m}}^{\frac{3}{2}} - 1) \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5}}$ $f = (1,58 \ln \operatorname{Re}_{\mathfrak{m}} - 3,28)^{-2}$ Параметр F_{FP} индивидуальный для каждого вещества, определяется таблично [28]	Вещества: вода и ряд хладагентов; D = 0,19-2,92 мм; x = 00,98; G = 50-570 кг/(м ² ·c); q = 0,5-9,1 Вт/см ²	
Ли и Мудавар (2005)		
Для $x_e = 00,05$ (пузырьковый режим кипения): $\alpha = 3,856 X^{0.267} \alpha_{1x}$ Для $x_e = 0,050,55$ (снарядный режим кипения): $\alpha = 436,48 \operatorname{Bo}^{0.522} \operatorname{We}_{x}^{0.351} X^{0.665} \alpha_{1x}$ Для $x_e = 0,551$ (кольцевой режим кипения): $\alpha = \max (108,6 X^{1.665} \alpha_{1r}, \alpha_{1r})$ Для ламинарного режима пара $\alpha_{1r} = k_r \operatorname{Nu}_3/D$ Для турбулентного режима пара $\alpha_{1r} = 0,023 \operatorname{Re}_r^{0.8} \operatorname{Pr}_r^{0.4}(k_r/D)$ $X = ((dP/dz)_x/(dP/dz)_r), \alpha_{1r} = k_x \operatorname{Nu}_3/D$ $\operatorname{Nu}_3 = 8,235 (1 - 1,883\beta + 3,767\beta^2 + 5,814\beta^3 + 5,361\beta^4 - 2\beta^5)$	Вещества: вода, R134a; D = 0.35 мм; x = 0.260.87; $G = 127-654$ кг/($m^2 \cdot c$); $q = 15.9-93.8$ Вт/с m^2	
Сайто и др. (2007)	Молификация соотношения Чена (1966):	
$\begin{aligned} \alpha &= F\alpha_{n}^{-} + S\alpha_{\text{конв}}, \\ \alpha_{n}^{-} &= 0,023 \operatorname{Re}^{0.8} \operatorname{Pr}_{*}^{0.4}(k_{*}/D), \text{ если } \operatorname{Re}_{*} > 1000 \\ \alpha_{n}^{-} &= 4,36(k_{*}/D), \text{ если } \operatorname{Re}_{*} < 1000 \\ \alpha_{\text{конв}}^{-} &= 207 \frac{\lambda_{*}}{d_{b}} \left(\frac{gd_{b}}{\lambda_{*}T_{*}}\right)^{0.745} \left(\frac{\rho_{r}}{\rho_{*}}\right)^{0.581} \operatorname{Pr}_{*}^{0.533} \\ \operatorname{F} &= 1 + \left((1/X_{u})^{1.05}\right) / (1 + \operatorname{We}_{r}^{-0.4}), \\ S &= (1 + 0,4(\operatorname{Re}^{1.4}10^{-4})^{1.4})^{-1} \\ \operatorname{We}_{r} &= (G_{r}^{-2}D)/(\sigma\rho_{r}), \operatorname{Re}_{*} = (DG(1 - x))/\mu_{*}, \operatorname{Re}_{r} = DG_{x}/\mu_{r}, \\ \operatorname{Re} &= \operatorname{Re}_{*}F^{1.25}, G_{*} = Gx, G_{*} = G(1 - x), d_{b} = 0,51[2\sigma/(g(\rho_{*} - \rho_{r}))]^{0.5} \end{aligned}$	R134a; D = 0,5 и 10,9 мм; x = 0,2–1,0	
Бертч и Гаримелла (2009)		
$\begin{aligned} \alpha &= \alpha_{n}S + \alpha_{kons}E, \\ \alpha_{n} &= \alpha_{o6} = 55Pr^{0,12}(-\log_{10}Pr)^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.67}, \\ S &= 1 - x, \alpha_{kons} = \alpha_{1x}(1 - x) + \alpha_{1r}, \\ E &= 1 + 80(x^{2} - x^{6})exp(-0.6N_{conf}), \\ \alpha_{ix} &= (3, 36 + \frac{0,0668(D/L)Re_{*}Pr_{*}}{1 + 0,04[(D/L)Re_{*}Pr_{*}]^{2/3}})\frac{k_{x}}{D} \\ \alpha_{ir} &= (3, 36 + \frac{0,0668(D/L)Re_{*}Pr_{*}}{1 + 0,04[(D/L)Re_{*}Pr_{*}]^{2/3}})\frac{k_{r}}{D} \end{aligned}$	Вещества: вода, хладагенты, FC-77, азот; <i>D</i> = 0,16–2,92 мм	

Пояснения к таблице:

α_п — коэффициент теплоотдачи для режима с доминирующим пузырьковым кипением;

α_{конв} — коэффициент теплоотдачи для режима с доминирующим конвективным кипением;

а_{об} — коэффициент теплоотдачи для режима кипения в большом объеме.

Приведенный обзор свидетельствует о том, что на сегодняшний момент не существует универсальной методики, позволяющей рассчитывать коэффициент теплоотдачи при применении различных хладагентов при произвольных параметрах. По всей видимости, накопленного массива данных пока недостаточно для разработки такой методики.

Авторами выполнены исследования процесса теплообмена при кипении R134a в каналах гидравлическим диаметром D = 0,54 мм при температуре насыщения 29,5 °C. Экспериментальные точки, отражающие характер изменения коэффициента теплоотдачи при тепловом потоке q = 2,1 кВт/м² и при разных массовых расходах G = 105,4...632,5 кг/(м²·с), показаны на рис. 8 (стр. 8). Коэффициент теплоотдачи определялся по соотношению:

$$\alpha = q_{in} / (T_{cT} - T_{xT}),$$

где $q_{in} = P_{3n}K_n/F$ — подводимый тепловой поток, Вт/м²; T_{cr} — температура внутренней стенки канала, К; T_{xn} температура хладагента, К; P_{3n} — мощность электрического нагревателя, Вт; K_n — коэффициент потерь тепла в окружающую среду (согласно тепловому балансу — 10 %); F — внутренняя поверхность канала, м².

Температуру хладагента принимали как среднюю между температурами на входе и выходе из тестового участка, разность температур находилась в пределах 0,03–0,75 К. Температуру внутренней стенки канала определяли по температуре наружной поверхности тестовой трубки и ее термическому сопротивлению.

Пузырьковый режим кипения наблюдался при массовых паросодержаниях меньше 0,06, снарядный режим при x = 0,06...0,25, выше x = 0,25 поток приходит к кольцевому кипению. Как видно из графика, коэффициент теплоотдачи достигает максимального значения во время кольцевого кипения при x = 0,4, интенсивность теплоообмена далее снижается в связи с высыханием тонкой пленки у стенки канала. При принятых условиях исследований, интенсивность теплообмена достаточно высока, полученные результаты согласуются с данными авторов [18, 21, 22, 28]. Характер, полученных авторами, зависимостей α от x аналогичен графикам, показанным на рис. 3, а.

При кипении в большом объеме, а так же при кипении вещества в потоке в трубах большого диаметра, пузырьковый режим кипения является достаточно эффективным способом увеличения теплообмена [5]. В микроканальных теплообменниках при подводе теплового потока извне паросодержание растет по экспоненте, поэтому пузырьковый режим практически не наблюдается и теплоотвод осуществляется за счет испарения из тонкой жидкостной пленки у внутренней поверхности стенки малого канала. В области кольцевого режима кипения коэффициент теплоотдачи зависим от толщины жидкостной пленки у стенок канала и увеличивается с ростом расходного паросодержания и утоньшения пленки.

Практическая реализация микроканальных испарителей в холодильной технике требует внимательного анализа накопленного теоретического и экспериментального материала, проведения дополнительных исследований для конкретных условий с целью определения оптимальной геометрии каналов и режимов эксплуатации, при которых обеспечивается устойчивая эффективная работа данных теплообменников. Авторы выражают благодарность Университету итата Иллинойс в Урбане-Шампейн и профессорам

Список литературы (References)

Энтони М. Джакоби и Пега Хрньяк за возможность

использования экспериментальной базы.

1. *Малышев А. А.* Перспективные типы испарителей холодильных машин/А. А. Малышев, В. О. Мамченко, В. М. Мизин и др. // Вестник Международной академии холода. 2013. № 2.

2. Ховалыг Д., Бараненко А. В. Методы расчета градиента давления двухфазного потока при течении в малых каналах // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. С. 3–10.

3. Kandlikar, S. G. History. Advances, and challenges in liquid flow and flow boiling heat transfer in microchannels: A critical review. *Journal of Heat Transfer*, 2012. No 134 (3), art. no. 034001.

4. Kew, P. A., Cornwell, K. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *Applied Thermal Engineering*, 1997. Vol. 17 (8-10), pp. 705–715.

5. Kandlikar S. G. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002. Vol. 26. P. 389–407.

6. Ullmann A., Brauner N. The prediction of flow pattern maps in minichannels. //Multiphase Science and Technology, 2007. Vol. 19 (1), pp. 49–73.

7. Li J., Wand B. Size effect on two-phase flow regime for condensation in micro/mini tubes. *Heat Transfer — Asian Research*, 2003. Vol. 32, 65–71.

8. Revelline, R. Experimental two-phase fluid flow in microchannels. // Ph. D. thesis No. 3437. Ecole Polytechnique Federale de Lausanne. 2005.

9. Ong, C. L., Thome, J. R. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1 — Two-phase flow patterns and film thickness measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2011. Vol. 35 (1), pp. 37–47.

10. Revellin R., Dupont V., Ursenbacher T., Thome R. J., Zun I. Characterization of diabatic two-phase flows in microchannels: Flow pattern results for R134a in a 0,5 mm channel. *International Journal of Multiphase flow*, 2006. Vol. 32. pp. 755–774.

11. Kim, S.-M., Mudawar, I. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels — Part I. Dryout incipience quality. *InternationalJournal of Heat and Mass Transfer*. 64 (2013). pp. 1226–1238.

12. Tibiriçá, C. B., Ribatski, G. Flow boiling in microscale channels-Synthesized literature review. *International Journal of Refrigeration*, 2013. Vol. 36 (2), pp. 301–324.

13. Karayiannis, T. G., Mahmoud, M. M., Kenning, D. B. R., 2012. A study of discrepancies in flow boiling results in small to microdiameter metallic tubes. *Exp. Therm. Fluid Sci.* V. 36, pp. 126–142.

14. Thome R. J. *Engineering Data Book III*. Wolverine Tube, Inc. 2004–2010.

15. Moriyama K., Inoue, A., Ohira H. Thermohydraulic characteristics of two-phase flow in extremely narrow channels (the frictional pressure drop and heat transfer of boiling two-phase flow, analytical model). *Heat Transfer — Japanese Research*, 1992. 21 (8), pp. 838–856.

16. Thome J. R., Dupont V., Jacobi, A. M. Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part I: Presentation of the model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004. Vol. 47. pp. 3375–3385.

17. Cioncolini, A., Thome, J. R. Entrained liquid fraction prediction in adiabatic and evaporating annular two-phase flow. *Nuclear Engineering and Design*, 2012. Vol. 243, pp. 200–213.

18. Costa-Patry, E., Olivier, J., Thome, J. R. Heat transfer charcacteristics in a copper micro-evaporator and flowpatternbased prediction method for flowboiling in microchannels. // Frontiers in Heat and Mass Transfer, 2012. Vol. 3 (1).

19. Kandlikar S. G. Garimella S.,Li D., Colin S., King M. R. Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels. *Elsevier*, 2006. Ltd ISBN: 978-0-08-044527-4.

20. Chen J. C., Correlation for boiling heat-transfer to saturated fluids in convective flow. *Ind. Chem. Eng. Proc. Des. Dev.*, 1966. Vol. 5, pp. 322–339.

21. Kandlikar S. G., Balasubramanian P. An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar and deep laminar flows in microchannels. *Heat Transfer Eng.*, 2004. Vol. 25, pp. 86–93.

22. Saitoh S., Daiguji H., Hihara E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007. Vol. 50. 5215–5225.

24. Lazarek S. H. Black S. H., Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. *Int. J. of Heat Transfer*, 1993, Vol. 115, pp. 963–972.

25. Tran T. N., Wambsganss, France D. M., Small circular- and rectangular- channel boiling with two refrigerants. *Int. J. of Multiphase flow*, 1996, Vol. 22, pp. 485–498.

26. Gungor K. E., Winterton R. H. S., A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int. J. of Heat Mass Transfer*, 1986. Vol. 29, pp. 351–358.

27. Lee J., Mudawar I., Two phase flow in high-heat flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: part II — heat transfer characteristics. *Int. J. Hea Mass Transfer*, 2005. Vol. 48, pp. 941–955.

28. Bertsch S., Groll E., Garimella S. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009. Vol. 52, pp. 2110–2118.

29. Qu W., Mudawar I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks — II. Annular two-phase flow model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003. 46 (15), pp. 2773–2784.

Глави Му д деяти физи Долж теори ректи учно В. В. и тех Сове

К 80-летию Вячеслава Владимировича Сычева

11 декабря 2013 г. исполнилось 80 лет Вячеславу Владимировичу Сычеву, главному научному сотруднику Института высоких температур РАН, Заслуженному деятелю науки РФ, профессору, доктору технических наук, государственному деятелю, выдающемуся ученому из славной плеяды создателей российской теплофизической школы.

Окончив Московский энергетический институт, Вячеслав Владимирович продолжил свою научную карьеру в стенах родного вуза, а с 1975 г. заведовал кафедрой теоретических основ теплотехники МЭИ. После работы в качестве заместителя директора по научной работе в Институте высоких температур АН СССР, ведущем научном центре страны в области энергетики и теплофизики экстремальных состояний, В. В. Сычев перешел на должность заместителя председателя Госкомитета по науке и технике СССР. С 1983 г. по 1991 г. занимал ответственную должность Секретаря Совета экономической взаимопомощи.

Научные труды В. В. Сычева известны в России и за ее пределами. Среди них, ставшие классикой, книги по термодинамическим свойствам метана, этана, пропана, азота и другим, технически важным, газам, в том числе и, переизданный за рубежом, учебник «Техническая термодинамика», монографии «Дифференциальные уравне-

ния термодинамики», «Сложные термодинамические системы».

Профессор Сычев В. В. — лауреат Государственных премий СССР и РФ, награжден премией им. Ползунова АН СССР, премией и медалью им. Дж. Гиббса, орденом Дружбы народов, орденом Дружбы СРВ, медалями.

В. В. Сычев — действительный член Международной академии холода, академик МАХ, член редакционной коллегии журнала «Вестник Международной академии холода».

Президиум Международной академии холода, редколлегия журнала «Вестник МАХ» сердечно поздравляют Вас, Вячеслав Владимирович, с юбилеем! Желаем крепкого здоровья, энергии, творческого задора, благополучия в семье! И чтобы оптимизм и обаяние никогда не покидали Bac!