

03

Динамика двухфазных потоков при кипении хладагента R134a в миниканалах

© Д.М. Ховалыг, А.В. Бараненко

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, Университет ИТМО,
191002 Санкт-Петербург, Россия
e-mail: khovalyg.d@gmail.com

(Поступило в Редакцию 27 мая 2014 г.)

Данная работа посвящена комплексному экспериментальному изучению особенностей процессов движения двухфазного потока при кипении хладагента марки R134a в миниканале размером $540\ \mu\text{m}$ при плотности теплового потока до $70\ \text{kW/m}^2$ и массовых расходах до $700\ \text{kg/m}^2\text{s}$. Проведены анализ режимов потока, зависимостей градиента давления и коэффициента теплоотдачи от массового паросодержания, а также исследование неустойчивых процессов. На основе экспериментальных данных определены методы расчета потерь давления двухфазного потока в миниканале порядка $500\ \mu\text{m}$, предложены новые расчетные соотношения для оценки коэффициента теплоотдачи, а также установлена область устойчивого кипения хладагента.

Введение

Основным трендом развития техники низких температур (ТНТ) в настоящее время является повышение энергетической эффективности и снижение ее воздействия на окружающую среду [1–3]. Этим целям служит применение в холодильной технике теплообменников с малыми каналами. Их безусловными преимуществами являются большая компактность за счет значительного увеличения поверхности теплообмена на единицу объема, способность выдерживать высокие рабочие давления, меньшая материалоемкость, меньший объем заправки рабочего вещества, а также более высокие показатели коэффициента теплоотдачи при одинаковых условиях [4]. По одной из классификаций [5] к традиционным каналам в зависимости от гидравлического диаметра каналов D_h предложено относить трубки диаметром выше $3\ \text{mm}$, к миниканалам — трубки размерами от $200\ \mu\text{m}$ до $3\ \text{mm}$ и к микроканалам — каналы размерами от 10 до $200\ \mu\text{m}$.

Размер канала теплообменника 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, поверхностное натяжение и капиллярные силы [6–9]. Опытные наблюдения за двухфазным потоком подтверждают отсутствие в малых каналах расслоенного режима, который характерен для больших каналов, вследствие значительной роли сил поверхностного натяжения по сравнению с силой тяжести [10]. Теплообмен в малых каналах существенно зависит от режимов потока. Градиент давления и коэффициент теплоотдачи крайне чувствительны к массовому паросодержанию. С началом кипения в миниканалах возможно возникновение как статически, так и динамически неустойчивых процессов, связанных в первую очередь с особенностями процесса парообразования [11].

Целями настоящей работы являются экспериментальное изучение особенностей динамики двухфазного по-

тока при кипении хладагента R134a в миниканале гидравлическим диаметром $540\ \mu\text{m}$ и анализ зависимостей неустойчивостей, интенсивности теплообмена и градиента давления от параметров процесса, определение области устойчивой работы микроканального испарителя.

Выбор для исследований размера канала порядка $500\ \mu\text{m}$ и хладагента R134a обусловлен следующим. Указанный размер канала является наименьшим в теплообменном оборудовании, применяемом в ТНТ. Хладагент R134a на сегодняшний момент относится к широко распространенным рабочим веществам холодильной техники и кондиционирования с нулевым потенциалом разрушения озонового слоя [12,13].

1. Описание экспериментального стенда и методика обработки данных

1.1. Описание экспериментального стенда

Для проведения исследований характеристик кипения хладагента R134a в миниканалах использовался экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис. 1. В состав стенда входят линия подвода хладагента к тестовому блоку и линия отвода хладагента, тестовый блок, система измерения и сбора данных. В тестовом блоке проводились непосредственно все измерения, и он состоял из секции предварительного нагрева и секции-испарителя (рис. 2). Напор хладагента в системе создавался разностью давления в начале и в конце экспериментальной линии. К тестовому блоку жидкий хладагент поступал из баллона № 1, последовательно проходя через фильтр тонкой очистки и кориолисовый расходомер.

Секция предварительного нагрева необходима для регулирования паросодержания на входе в секцию-испаритель. Она представляет собой трубку из нержа-

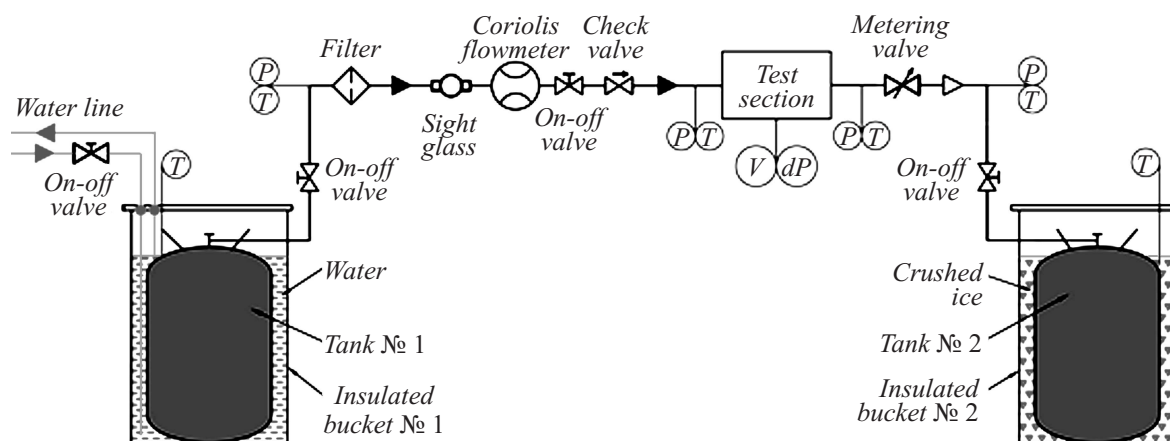


Рис. 1. Схема экспериментального стенда.

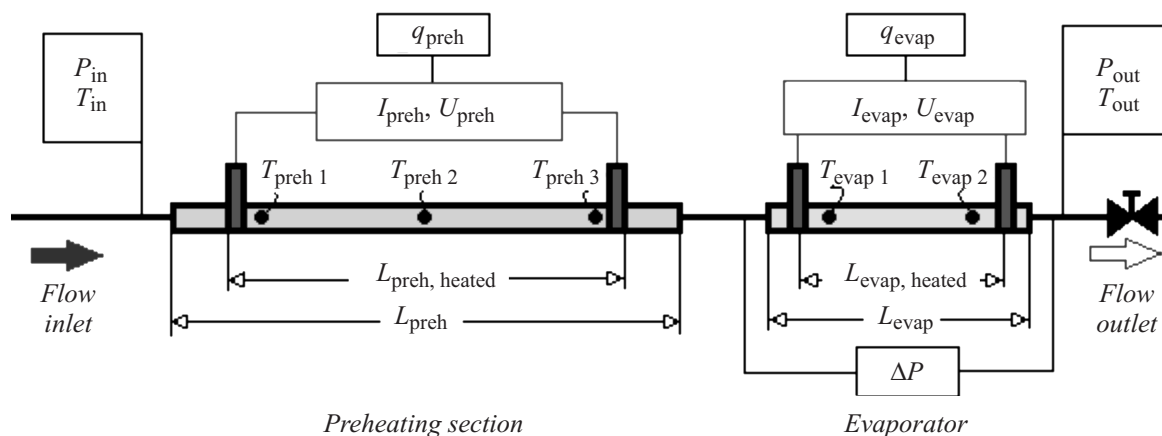


Рис. 2. Схематическое изображение тестового блока.

Таблица 1. Измерительные приборы и неопределенности измерений

| № | Описание прибора | Диапазон | Неопределенность |
|---|--|----------------|--------------------|
| 1 | Кориолисовый расходомер | 0–0.8 g/s | ±1.5% |
| 2 | Датчик давления | 0–827 kPa | ±4.6 kPa |
| 3 | Датчик разности давления | –10 – +10 psid | ±0.008 psid |
| 4 | Термопары типа T | 0 – +50 °C | ±0.2 °C |
| 7 | Источник питания секции-испарителя | 0–32 V, 0–3 A | ±0.02% V, ±0.05% A |
| 8 | Источник питания секции предварительного нагрева | 0–8 V, 0–6 A | ±0.5% V, ±0.5% A |

вещи стали длиной $L_{preh} = 200.0 \pm 0.1$ mm, внутренним диаметром 0.508 ± 0.025 mm и внешним диаметром 1.59 ± 0.05 mm. Стальная трубка нагревалась подачей электрического тока I_{preh} непосредственно на трубку. В качестве испарительной секции использовалась трубка длиной $L_{evap} = 77.0 \pm 1.0$ mm из кварцевого стекла прямоугольного сечения внешней шириной и высотой 1.08 ± 0.05 mm и внутренними размерами 0.538 ± 0.002 mm. Тонкий слой вольфрама с помощью магнитного распылителя был нанесен на внешнюю поверхность одной стороны каждой кварцевой трубки для

возможности подвода к нему электрического тока I_{preh} . Три другие стороны кварцевой трубки использовались для возможности визуализации потока.

Перечень измерительных датчиков и приборов, их диапазоны работы и неопределенности прямых измерений указаны в табл. 1

В процессе экспериментов измерялись (рис. 2) температуры хладагента на входе и выходе из тестового блока (T_{in} , T_{out}), наружной стенки трубки секции предварительного подогрева (T_{preh1} , T_{preh2} , T_{preh3}), наружной стенки трубки секции-испарителя (T_{evap1} , T_{evap2}), избыточное

давление на входе и выходе из тестового блока (P_{in} , P_{out}), падение давления в стеклянном микроканале (ΔP), расход хладагента в системе (M).

1.2. Методика обработки экспериментальных данных

В рамках настоящей работы проводилось изучение зависимости градиента давления dP/dz и коэффициента теплоотдачи α от усредненного массового расхода паросодержания x в кварцевой трубке секции-испарителя во время установившегося режима кипения, а также переменные во времени неустойчивые процессы. Градиент давления в канале определялся на основе прямого изменения разности давления ΔP на входе и выходе из стеклянного миниканала (рис. 2).

Коэффициент теплоотдачи определялся по соотношению:

$$\alpha = \frac{q_{in, evap}}{dT_{lm}}, \quad (1)$$

где $q_{in, evap}$ — внутренний тепловой поток, подводимый к трубке испарительной секции, определяемый через электрическую мощность тонкопленочного вольфрамового нагревателя стеклянной трубки, dT_{lm} — среднелогарифмическая разность температур внутренней стенки канала и температуры хладагента.

Среднее массовое паросодержание хладагента в испарительной секции определялось как среднеарифметическое между расчетным и паросодержаниями на входе и выходе, которые в свою очередь определялись по тепловым балансам секций предварительного нагрева и испарителя [8].

Неопределенности косвенных измерений приведены в табл. 2.

Полученные экспериментальные значения dP/dz и коэффициента α сравнивались с расчетными данными, полученными по полуэмпирическим корреляционным методикам. Сравнение проводилось на основе среднеарифметического отклонения корреляционной величины от экспериментальной (MAE), рассчитанного по формуле (2) [8], а также по проценту расчетных данных в области сходимости с экспериментом $\pm 30\%$. На основе двух параметров и основываясь на характере изменения исследуемого параметра, проводился анализ состоятельности каждой методики и возможность ее применения в изучаемой области кипения хладагента

$$MAE_X = \frac{1}{N} \sum_1^N \left| \frac{X_{exp} - X_{calc}}{X_{exp}} \right| \cdot 100\%, \quad (2)$$

где X — исследуемая величина, N — количество данных.

Все теплофизические расчеты велись в программе EES®, в базу данных которой входят термодинамические свойства хладагентов.

В изучении неустойчивых процессов рассматривался как одиночный миниканал, так и четыре параллельных канала. Важным условием исследования неустойчивостей при кипении хладагента в миниканалах является

Таблица 2. Неопределенности косвенных измерений

| Параметр | Обозначение | Неопределенность |
|-------------------------|-------------------------------|------------------|
| Коэффициент теплоотдачи | α , W/m ² K | $\pm 10\%$ |
| Градиент давления | dP/dz , kPa/cm | ± 0.003 kPa |
| Массовое паросодержание | x | $\pm 10\%$ |

необходимость уловить мгновенные изменения параметров системы, а также вести одновременную высокоскоростную видеосъемку. В связи с этим, исходя из аппаратных возможностей, была выбрана частота записи данных в 2000 Hz. Частота видеосъемки варьировала от 1000 до 4000 кадров в секунду в зависимости от того, насколько подробно необходимо было уловить процессы в потоке. Длительность записи параметров варьировалась от 10 s (2 тыс. данных) до 4 h (480 тыс. данных).

Для обработки высокочастотных сигналов использовались статистические функции. Все измеренные параметры потока обрабатывались в программе MATLAB®.

2. Результаты экспериментальных данных и их обсуждение

Экспериментальное изучение закономерностей градиента давления и коэффициента теплоотдачи во время кипения потока хладагента R134a в одиночном прямоугольном микроканале $D_h = 540 \mu\text{m}$ проводилось при температуре насыщения $T_{sat} = +29.4^\circ\text{C}$ и плотности подводимого теплового потока $q_{evap} = 2.2 \text{ kW/m}^2$ в диапазоне массовых расходов $G = 105.1 - 632.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

2.1. Режимы кипения вещества в миниканале

Режимы кипения жидкостей в микроканалах оказывают значительное влияние на теплогидродинамические характеристики потока, а также на устойчивость протекающих в микроканале процессов. Экспериментальные наблюдения за структурой потока кипящего хладагента с помощью высокоскоростной видеосъемки, которая проводилась одновременно с записью данных, позволили определить пять отличных режимов двухфазного потока (рис. 3):

- 1) пузырьковый режим (рис. 3, *a*).
- 2) снарядный режим. Снаряды отличаются вытянутой формой и занимают все сечение канала (рис. 3, *b*).
- 3) снарядно-полукольцевой режим является переходным между снарядным и полукольцевым режимами (рис. 3, *c*).
- 4) полукольцевой режим характеризуется паровым ядром, жидкость смещена к стенкам канала (рис. 3, *d*).
- 5) кольцевой режим определяется центральным сплошным паровым ядром и тонкой однородной жидкой пленкой у стенки канала, граница раздела фаз гладкая (рис. 3, *e*).

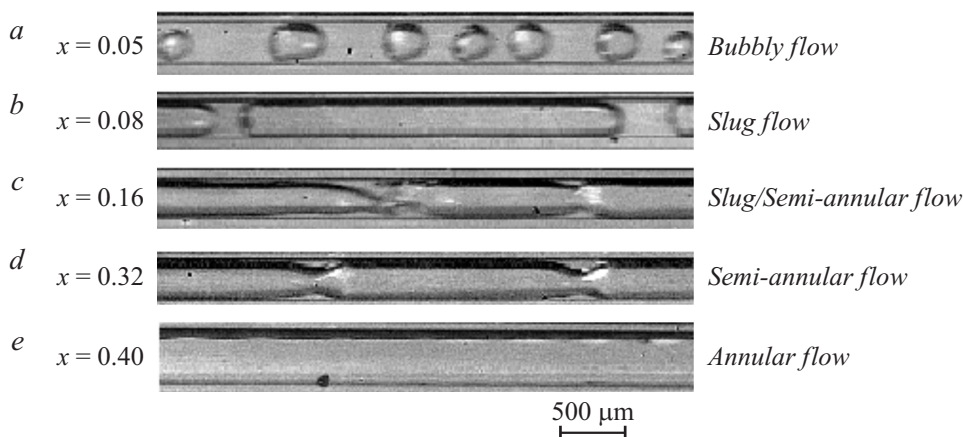


Рис. 3. Характерные режимы кипения хладагента R134a в канале $D_h = 540 \mu\text{m}$, $T_{\text{sat}} = +29.4^\circ\text{C}$, $q_{\text{evap}} = 2.2 \text{ kW/m}^2$.

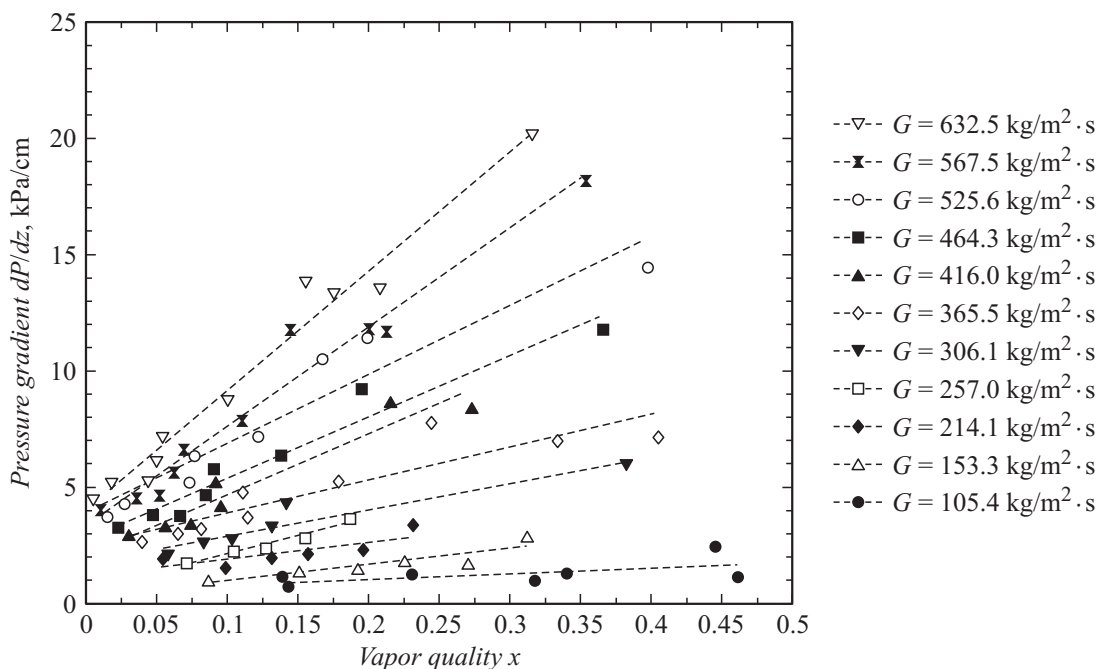


Рис. 4. Зависимость экспериментальных величин градиента давления от паросодержания при кипении хладагента R134a, $D_h = 540 \mu\text{m}$, $T_{\text{sat}} = +29.4^\circ\text{C}$, $q_{\text{evap}} = 2.2 \text{ kW/m}^2$.

Пузырьковый и снарядный режимы течения с достаточным количеством жидкой перемычки между паровыми пузырями относятся к прерывистым режимам и характерны для паросодержаний ниже 0.1. В области паросодержаний 0.15–0.5 характерны вариации кольцевого режима, а выше области паросодержаний 0.5 наблюдалось высыхание стенки канала и наступление кризиса кипения.

2.2. Потери давления при кипении в микканалах

При двухфазном течении вещества в каналах с уменьшением размера сечения потери давления из-за вязкого

трения увеличиваются и вносят значительный вклад в общие гидравлические потери.

Согласно графику (рис. 4), потери давления растут быстро и значительно при массовых расходах от $G = 306.1 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$, а с уменьшением массового расхода градиент давления в меньшей степени зависит от паросодержания. Это объясняется тем, что при малых расходах и паровая, и жидкая фаза находятся в ламинарном режиме, потери давления из-за вязкого трения незначительны.

Сравнение экспериментальных значений градиента давления двухфазного потока (табл. 3) с расчетными величинами [14] показывает, что расчет градиента давления по методу разделенных потоков, с расчетом множителя трения двухфазного потока по Фриделу, во

Таблица 3. Сравнительный анализ сходимости расчетных величин с экспериментальными значениями градиента давления

| Метод расчета | MAE | | Данные в интервале $\pm 30\%$ | |
|---------------------------------|--------------|----------------|-------------------------------|----------------|
| Метод разделенных потоков | | | | |
| <i>Диапазон паросодержаний:</i> | <i>0–0.5</i> | <i>0.1–0.5</i> | <i>0–0.5</i> | <i>0.1–0.5</i> |
| Фридел | 34.4 | 35.8 | 59.8 | 62.5 |
| Мюллер-Стейнхаген и Хек | 40.3 | 36.7 | 13.4 | 20.8 |
| Мишима и Хибики | 82.3 | 84.3 | 0.0 | 0.0 |
| Ким и Мудавар | 120.6 | 35.0 | 34.2 | 56.3 |
| Гомогенная модель | | | | |
| <i>Диапазон паросодержаний:</i> | <i>0–0.5</i> | <i>0–0.1</i> | <i>0–0.5</i> | <i>0–0.1</i> |
| Сичитти | 38.8 | 30.5 | 31.7 | 50.0 |
| МакАдамс | 84.7 | 50.8 | 0.0 | 0.0 |
| Даклер | 50.1 | 54.1 | 1.2 | 2.0 |

всей рассматриваемой области паросодержаний от 0 до 0.5 наилучшим образом предсказывает экспериментальные значения градиента давления. В области паросодержаний от 0 до 0.1, когда преобладают прерывистые режимы, скорости паровой и жидкой фаз мало отличаются, рекомендуется использовать гомогенную модель представления потока. При больших паросодержаниях в канале начинает преобладать турбулентное паровое ядро, в то время как режим течения слоя жидкости у стенки ламинарный. Скорости паровой и жидкой фаз начинают значительно отличаться. В этом случае расчет градиента давления по модели разделенных потоков лучше описывает динамику потока. В качестве альтернативных соотношений методу Фридела в области паросодержаний выше 0.1 рекомендуется использовать метод разделенных потоков по методике Ким и Мудавар, в области паросодержаний ниже 0.1 — гомогенную модель с расчетом динамической вязкости по Сичитти.

2.3. Коэффициент теплоотдачи при кипении хладагента в микканале

Характер зависимости экспериментальных величин коэффициента теплоотдачи α от паросодержания x при различных массовых расходах хладагента R134a (рис. 5) свидетельствуют о том, что коэффициент α растет с увеличением паросодержания [15]. Причем в области меньших паросодержаний ($x < 0.1$) темп роста выше. Это можно объяснить взаимосвязью режимов кипения при разных паросодержаниях с соответствующим различием в механизме теплообмена. При малых паросодержаниях характерны пузырьковые и снарядные режимы, основной механизм теплообмена — пузырьковое кипение и коэффициент теплоотдачи более чувствителен к изменению паросодержания. При больших паросодержаниях, когда режим потока переходит в кольцевой, основной механизм теплообмена — конвективный перенос тепла через тонкую кольцевую пленку жидкости.

Согласно табл. 4, разброс экспериментальных данных α от расчетных значений по существующим полу-

эмпирическим и аналитическим моделям [7] не менее, чем $\pm 30\%$.

Для более точной оценки теплообмена на основе экспериментальных данных методом приближения наименьших квадратов были определены новые соотношения для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении хладагента R134a в прямоугольном микроканале гидравлическим диаметром порядка 500 μm :

■ в области паросодержаний $x < 0.1$

$$\alpha = 1.55 \text{Re}_l^{0.15} \text{Co}^{0.85} \text{Pr}_l^{0.4} \text{Bo}^{0.01} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.01} \frac{1}{(1-x)^{3.2}} \frac{k_l}{D_h}, \quad (3)$$

■ в области паросодержаний $0.1 < x < 0.1$

$$\alpha = 1.13 \text{Re}_l^{0.23} \text{Co}^{0.85} \text{Pr}_l^{0.4} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.01} \frac{1}{(1-x)^{0.84}} \frac{k_l}{D_h}, \quad (4)$$

где Re_l — число Рейнольдса, рассчитанное в предположении, что весь канал заполнен жидкостью, Co — число стесненности, Pr_l — число Прандтля по жидкости, Bo — критерий кипения, $\frac{\rho_v}{\rho_l}$ — соотношение плотностей фаз, k_l — теплопроводность жидкости, D_h — гидравлический диаметр канала.

Вид расчетных зависимостей (3), (4) согласуется с термодинамикой потока, связанной с разными режимами кипения при разных паросодержаниях. В области прерывистых режимов $x \leq 0.1$ основной механизм кипения пузырьковый, поэтому коэффициент теплоотдачи зависит от теплового потока и учитывается критерием кипения Bo . В этой области теплообмен более чувствителен к изменению паросодержания по сравнению с областью кипения, где доминирующим является механизм кипения через тонкую пленку жидкости. В области паросодержаний выше 0.1 для режимов кипения характерно центральное паровое ядро с тонкой пленкой жидкости у стенки канала, основной механизм теплообмена конвективный, коэффициент теплоотдачи растет с утоньшением пленки жидкости у стенки канала. Число стесненности роста парового пузыря Co учитывает влияние диаметра канала и отношения сил поверхностного натяжения и подъемных сил.

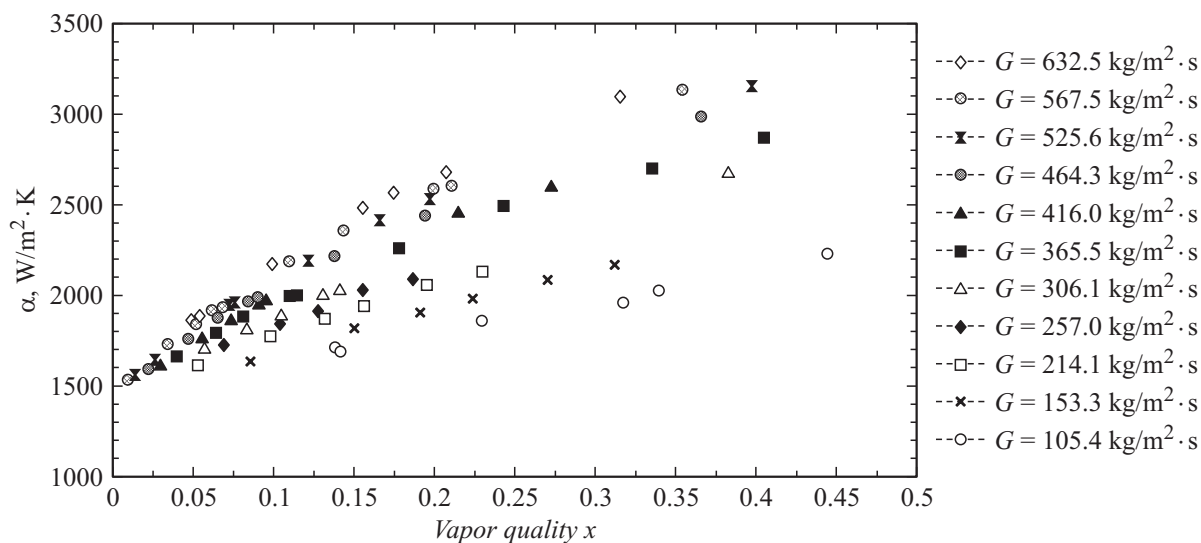


Рис. 5. Зависимость экспериментальных величин коэффициента теплоотдачи при кипении R134a от паросодержания, $D_h = 540 \mu\text{m}$, $T_{\text{sat}} = +29.4^\circ\text{C}$, $q_{\text{evap}} = 2.2 \text{ kW/m}^2$.

Таблица 4. Сравнительный анализ сходимости расчетных величин с экспериментальными значениями коэффициента теплоотдачи

| Метод расчета | MAE | Данные в интервале $\pm 30\%$ |
|-----------------------------|-------|-------------------------------|
| Купер | 92.9 | 0 |
| Гунгор и Винтертон | 58.1 | 9.7 |
| Гран и др. | 63.1 | 0 |
| Кандликар и Баласубраманиан | 46.5 | 4.8 |
| Ли и Мудавар | 45.0 | 29.3 |
| Том и др. | 66.3 | 30.5 |
| Жанг и др. | 59.9 | 3.6 |
| Овхаиб и др. | 147.0 | 26.8 |
| Бертч и Гаримелла | 34.7 | 21.9 |
| Чьонколини и Том | 44.9 | 37.5 |
| Мохамеда и Карайаннис | 58.7 | 48.8 |

Сходимость экспериментальных данных с расчетом в области $x < 0.1$ составляет $\pm 5\%$, в области $0.1 < x < 0.5$ не более $\pm 9\%$ и в целом не выходит за рамки $\pm 10\%$.

2.4. Неустойчивое кипение хладагента в микросканалах

Выполненные экспериментальные исследования кипения хладагента R134a в микросканале $538 \mu\text{m}$ показали, что при определенных параметрах двухфазный поток характеризуется неустойчивостью. Это соответствует имеющимся в научной литературе сведениям о поведении двухфазных потоков при кипении в каналах малых размеров [16–18]. На величины неустойчивостей и их периодичность оказывают влияние состояние хладагента на входе в микросканалы, плотность теплового потока, массовый расход хладагента, а также сочетание двух последних параметров. Неустойчивости в микросканалах связаны с тем, что растущие пузыри стеснены стенками канала [19].

При малых массовых расходах и/или при большом подводе теплового потока наблюдается экспоненциальный рост пузырей, мгновенный переход режимов кипения от пузырькового к кольцевому, от кольцевого к кризису кипения.

Таблица 5. Статистические данные неустойчивости давления и массового расхода в 4 параллельных микросканалах

| Величина | Среднее | σ | Максимум | Минимум |
|--|---------|----------|----------|---------|
| $G, \text{ kg/m}^2\text{s}$ | 288.8 | 137.0 | 626.2 | 90.1 |
| $P_{\text{in}}, \text{ kPa}$ | 759.2 | 1.21 | 761.6 | 755.5 |
| $P_{\text{out}}, \text{ kPa}$ | 757.1 | 2.1 | 760.0 | 750.9 |
| $\Delta P_{\text{evap1}}, \text{ kPa}$ | 0.74 | 0.38 | 3.31 | 0.08 |
| $\Delta P_{\text{evap2}}, \text{ kPa}$ | 0.68 | 0.54 | 4.77 | -0.04 |
| $\Delta P_{\text{evap3}}, \text{ kPa}$ | 0.72 | 0.44 | 3.64 | 0.01 |
| $\Delta P_{\text{evap4}}, \text{ kPa}$ | 0.57 | 0.35 | 3.48 | -0.07 |

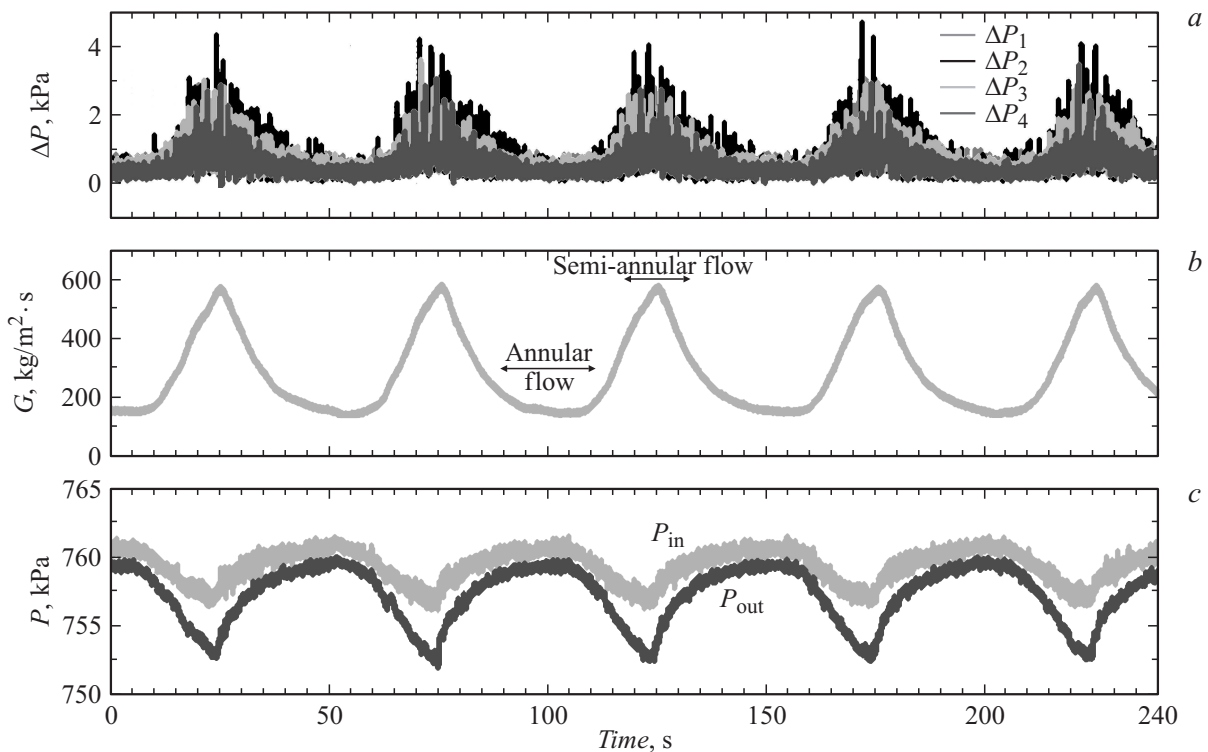


Рис. 6. Неустойчивости давления и массового расхода в 4 параллельных каналах: $q_{\text{preh}} = 4.9 \text{ kW/m}^2$, $q_{\text{evap}} = 8.8 \text{ kW/m}^2$: *a* — колебания ΔP ; *b* — колебания G ; *c* — колебания P_{in} и P_{out} .

В миканалах часто наблюдаются неустойчивости в виде периодических чередований режимов кипения, термических колебаний, гейзерных режимов и реверса потока [20]. Пример низкочастотных колебаний давления и колебания массового расхода при кипении в 4 параллельных миканалах $538 \mu\text{m}$ показан на рис. 6.

Частота колебаний параметров потока, согласно графикам на рис. 6, составляет $f = 0.0207 \text{ Hz}$. Колебания характерных показателей потока приведены в табл. 5. Очевидно, что изменения всех параметров значительны. Проявление таких неустойчивых процессов опасно для эксплуатации миканального теплообменника, так как они могут привести к значительным вибрациям в системе, к механической и термической усталости материала теплообменника, а также к снижению показателей по теплообмену.

Одним из видов неустойчивостей, которые возникают при кипении вещества в малых каналах, является реверс потока. Обратное движение потока по направлению к входу в канал является уникальным явлением, характерным только для мини- и микроканалов и связано со стесненными условиями роста паровых пузырей [21].

В ходе эксперимента отрицательные значения ΔP сигнализировали о появлении реверса потока. Это явление возникает, когда давление внутри паровых снарядов превышает сопротивление жидкости на входе в канал [22]. Растущие снаряды начинают двигаться по направлению ко входу в канал и полностью блокируют поступление

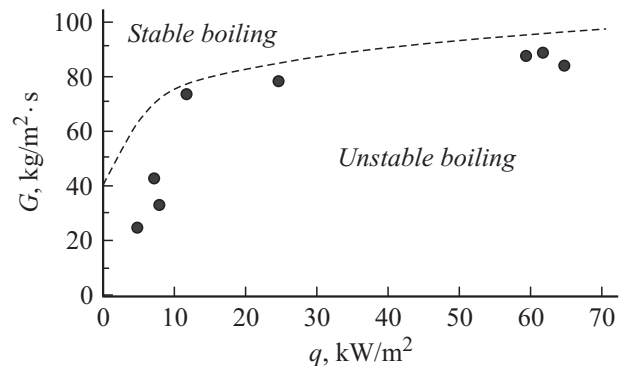


Рис. 7. Экспериментальные наблюдения за условиями возникновения реверса потока при кипении R134a в канале $D_h = 540 \mu\text{m}$, $T_{\text{sat}} = +29.4^\circ\text{C}$, $q_{\text{evap}} = 2.2 \text{ kW/m}^2$.

новой порции жидкости. Вероятность полного выкипания имеющейся в канале жидкости увеличивается. Это приводит к началу кризиса кипения и к резкому падению интенсивности теплообмена. Реверс потока продолжается до тех пор, пока не испарится вся жидкость в канале и/или пока внешнее давление подачи жидкости не превысит давление в канале и новая порция жидкости поступит в канал.

Крайне необходимо избегать возникновения реверса потока, так как это приводит к значительному снижению эффективности теплообмена. На рис. 7 показаны экспериментальные точки возникновения реверса потока

в координатах массовый расход–тепловой поток при кипении хладагента R134a в прямоугольном микроканале $538\ \mu\text{m}$ при температуре насыщения $T_{\text{sat}} = +29.4^\circ\text{C}$. Из графика видно, что реверс потока наблюдается при низких соотношениях теплового потока и массового расхода, с увеличением расхода необходимый тепловой поток для возникновения реверса увеличивается.

Применительно к холодильным машинам, где значения плотностей теплового потока не превышают $10\ \text{kW/m}^2$, во избежание появления неустойчивости, связанной с реверсом потока, рекомендуется эксплуатация микроканального испарителя при массовых расходах выше $70\ \text{kg/m}^2\text{s}$.

Заключение

В результате проведенных исследований было определено, что теплогидродинамические характеристики двухфазного потока хладагента R134a в микроканале с гидравлическим диаметром $540\ \mu\text{m}$ во многом зависят от механизма парообразования в миниканале и от режимов потока. Установлено, что при принятых параметрах исследований прерывистые режимы течения характерны для массовых паросодержаний x ниже 0.1, вариации кольцевого режима — при паросодержаниях $x \approx 0.1$ –0.5, выше значений $x \approx 0.5$ наблюдалось высыхание отдельных участков внутренней поверхности миниканала. Основным механизмом теплообмена в области прерывистых режимов является пузырьковое кипение, при переходе на кольцевой режим — конвективный теплообмен, при паросодержаниях выше 0.5 интенсивность теплообмена резко уменьшается вследствие наступления кризиса кипения.

Для оценки коэффициента теплоотдачи α при кипении R134a в микроканале размером порядка $500\ \mu\text{m}$ для областей паросодержаний от 0 до 0.1 и от 0.1 до 0.5 предложены новые расчетные соотношения (3) и (4). Сходимость экспериментальных и расчетных величин α не превышает $\pm 10\%$.

На основании сопоставления экспериментальных и расчетных значений градиента давления в миниканале для расчета ΔP при паросодержаниях до 0.1 рекомендована гомогенная модель представления потока с расчетом свойств по Сичитти, при паросодержании от 0.1 до 0.5 — модель разделенных потоков Фридела и Ким и Мудавар.

Анализ результатов экспериментального изучения неустойчивостей, проявляющихся в периодически возникающих колебаниях давления, массового расхода, температуры и реверса потока, показал, что при плотностях теплового потока порядка $10\ \text{kW/m}^2$ устойчивое кипение R134a в микроканале имеет место при массовых расходах хладагента выше $70\ \text{kg/m}^2\text{s}$.

Работа выполнена при поддержке научного центра Air-Conditioning and Refrigeration Center at University of Illinois at Urbana-Champaign (ACRC at UIUC), а также Правительства Российской Федерации (грант 074-U01).

Авторы выражают отдельную благодарность профессорам Anthony M. Jacobi и Predrag Hrnjak за возможность использования экспериментальной базы ACRC.

Список литературы

- [1] *Калнинь И.М.* // Холодильная техника. 2008. Вып. 3. С. 12–14.
- [2] *Калнинь И.М.* // Холодильная техника. 2012. Вып. 1. С. 42–47.
- [3] *Цветков О.Б.* // Холодильная техника. 2013. Вып. 1. С. 4–7.
- [4] *Johnson M., Hrnjak P.* // UIUC ACRC technical report. 2009. P. 170.
- [5] *Kandlikar S.G.* // Experimental Thermal and Fluid Science. 2002. Vol. 26. P. 389–407.
- [6] *Накоряков В.Е., Кузнецов В.В.* Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. Том 1: М.: Изд. Дом МЭИ, 2006. С. 33–38.
- [7] *Kandlikar S.G.* // Journal of Heat Transfer. 2012. Vol. 134(3). art. N 034001.
- [8] *Kandlikar S.G., Garimella S., Li D., Colin S., King M.R.* Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels. Oxford: Elsevier Limited, 2006. P. 450.
- [9] *Carey P.V.* Liquid Vapor Phase Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment. 2nd edition. Taylor & Francis Group LLC: 2008. P. 645.
- [10] *Revelline R.* Experimental two-phase fluid flow in microchannels. Ph.D. thesis No 3437. Ecole Polytechnique Federale de Lausanne: 2005. P. 165.
- [11] *Tadrist L.* // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2007. Vol. 28. P. 54–62.
- [12] *Бабакин Б.С.* Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. М.: Колос, 2000. 160 с.
- [13] *Целиков В.Н.* // Холодильная техника. 2009. Вып. 11. С. 4–11.
- [14] *Ховалыг Д.М., Бараненко А.В.* // Вестник Международной академии холода. 2012. Вып. 1. С. 3–10.
- [15] *Ховалыг Д.М., Бараненко А.В.* // Вестник Международной академии холода. 2013. Вып. 4. С. 3–12.
- [16] *Wu H.Y., Cheng P.* // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004. Vol. 47. P. 3631–3641.
- [17] *Hesteroni G., Mosyak A., Pogrebnyak E., Segal Z.* // International Journal of Multiphase flow. 2006. Vol. 32. P. 1141–1159.
- [18] *Lee H.J., Liu D.Y., Yao S.* // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 53. P. 1740–1749.
- [19] *Balasubramanian P., Kandlikar S.G.* // Heat Transfer Engineering, 2005. Vol. 26. N 3. P. 20–27.
- [20] *Ховалыг Д.М., Бараненко А.В.* // Холодильная техника. 2013. Вып. 10. С. 45–47.
- [21] *Tuo H., Hrnjak P.S.* // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014. Vol. 71. P. 639–652.
- [22] *Brutin D., Tadrist L.* // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. 2006. Vol. 20 (4). P. 850–855.