

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ В МИНИ-КАНАЛЕ¹

© 2024 г. А. В. Беляев^а, *, Н. Е. Сидельников^а, Э. И. Гареев^а, А. В. Дедов^а

^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: BeliaevAVL@mpei.ru

Поступила в редакцию 16.04.2024 г.

После доработки 24.04.2024 г.

Принята к публикации 25.04.2024 г.

Приведены результаты исследования интенсификации теплообмена с повышением критического теплового потока в мини-канале благодаря модификации поверхности его внутренней стенки. Актуальность исследований обусловлена возрастающей потребностью в разработке компактных и энергоэффективных теплообменных устройств на основе мини-каналов для высокотехнологичных отраслей промышленности. Активно исследуется применение каналов малого диаметра в системах, где в качестве теплоносителя могут использоваться различные диэлектрические жидкости и хладоны при умеренных и высоких приведенных давлениях. Экспериментальные исследования выполнены в обогреваемом вертикальном мини-канале. Модификация стенки осуществлялась методом накатки, который ранее не использовался в каналах малого диаметра. Эксперименты проводились при вынужденном течении фреона R125 при высоких приведенных давлениях 0.43 и 0.56 в диапазоне массовых скоростей 200–1200 кг/(м² · с), наиболее востребованном в мини-канальных теплообменниках. Исследовались режимы теплоотдачи при конвекции и кипении. Представлены описания экспериментального стенда, метода модификации внутренней стенки мини-канала, приведены опытные данные о коэффициенте теплоотдачи при конвекции и кипении, критических тепловых потоках и потерях давления. Выполнено сравнение данных о теплоотдаче с результатами, полученными ранее при модификации внутренней поверхности путем воздействия лазерных импульсов на внешнюю стенку. Установлено, что конвективный коэффициент теплоотдачи в мини-канале с накаткой значительно увеличивается по сравнению с таковым в гладком мини-канале. Значения конвективного коэффициента теплоотдачи, полученные для труб большого диаметра с накаткой, сопоставлены с данными расчета по эмпирическим формулам.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена, мини-каналы, модифицированная поверхность теплообмена, накатка, приведенные давления, критический тепловой поток, фреон R125, воздействие лазерных импульсов

DOI: 10.56304/S0040363624700243

Актуальность исследований способов интенсификации теплообмена обусловлена повышением требований к эффективности энергетических систем. В настоящее время активно применяются различные теплообменные устройства с каналами малого диаметра [1]. Известно, что трубчатые теплообменники дешевле и проще в изготовлении, чем пластинчатые аппараты, и могут работать при более высоких температуре и давлении. Но аппараты с обычными трубами наружным диаметром 10–50 мм менее компактны. При использовании труб малых гидравлических диаметров (мини-каналов) повышается общий коэффициент теплопередачи и улучшается компактность кожухотруб-

ных теплообменников. В результате уменьшаются масса и объем теплообменников и появляется возможность снизить расход рабочей жидкости. В исследовании [2] экспериментально показано, что общий конвективный коэффициент теплоотдачи кожухотрубного теплообменника увеличивается в 1.1–6.6 раза (в зависимости от условий) при использовании мини-каналов вместо макроканалов. Применение мини-каналов с модифицированной поверхностью позволит еще более повысить эффективность подобных теплообменников.

С помощью известных способов механической обработки и новейших методов структурирования поверхностей можно достичь значительных результатов в интенсификации теплообмена [3–5]. Часть из них удастся реализовать в макроканалах. Несмотря на технические сложности ре-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 22-79-00065).

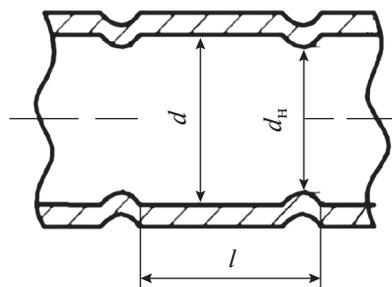


Рис. 1. Продольный разрез трубы с поперечными канавками на наружной стороне и плавно очерченными выступами внутри.

d_n – диаметр в сечении накатки; d – первоначальный диаметр трубы; l – шаг между выступами

шения этой задачи, в последнее время количество работ, посвященных интенсификации теплообмена в мини-каналах, увеличивается [6–9].

Исследуются мини-канальные сборки (теплообменники), в которых реализуются различные способы интенсификации при невысоких давлениях. Предложено множество способов турбулизации потока и интенсификации теплообмена при течении однофазных теплоносителей, среди которых – использование каналов разной формы [10–12], генераторов вихрей [13, 14], в том числе с применением аддитивных технологий [15], спиральных лент [16], пористых поверхностей [17] и наножидкостей [18]. Возможностей интенсификации теплообмена при кипении гораздо больше, чем при течении однофазных потоков. Наряду с турбулизаторами [19] и оребрением труб [20] используют наножидкости [21], эмульсии с низкокипящими жидкостями [22], ультразвук [23], наноструктурированные поверхности с настраиваемой смачиваемостью [24], в том числе различные микропористые покрытия в плоских каналах. Высокоэффективными часто оказываются комбинированные методы интенсификации, например применение наножидкостей в сочетании с электрическими полями [25].

Настоящая работа является продолжением исследований способов модификации внутренней стенки круглого мини-канала с целью улучшить теплообмен. Ранее была выполнена модификация внутренней поверхности с помощью воздействия лазерных импульсов на внешнюю стенку [26]. При этом было получено увеличение коэффициента теплоотдачи при кипении до 65%.

Цель данной работы – апробация относительно простого метода модификации внутренней стенки мини-канала диаметром $d \approx 1$ мм при восходящем вынужденном течении жидкости в режимах конвективного теплообмена и пузырькового кипения. Модификация заключается в создании поперечных выступов (кольцевых диа-

фрагм), полученных методом накатки [27]. Этот метод позволяет искусственно турбулизовать поток с помощью регулярно расположенных во внутренней области трубы турбулизаторов, обеспечивающих периодические срывы и присоединения потока. При этом наружный диаметр труб не увеличивается, что дает возможность использовать их в тесных пучках и не менять существующую технологию сборки теплообменных аппаратов. На рис. 1 показан продольный разрез трубы с поперечными выступами внутри, имеющими характерные размеры. Данный метод интенсификации теплообмена хорошо известен, но в литературных источниках не удалось найти исследований с его применением в каналах малого диаметра.

В работе [28] показано, что максимально возможная интенсивность теплообмена в трубах с поперечными выступами наблюдается, когда расстояние между выступами в 5–12 раз больше высоты турбулизатора. Согласно [27] наибольший эффект интенсификации теплоотдачи с поперечными выступами достигается в области перехода от ламинарного режима течения к турбулентному при условии

$$\frac{d_n}{d} < 0.92, \tag{1}$$

т.е. при таких высотах выступов, которые способствуют более раннему переходу и турбулизируют сравнительно толстые пристеночные слои потока. Также в [27] было отмечено, что критическое значение числа Рейнольдса Re_{cr} заметно уменьшается, когда

$$\frac{l}{d} = 0.5-1.0. \tag{2}$$

При этом было показано, что изменение формы профиля выступа при неизменных шаге и высоте слабо влияет на теплоотдачу и в значительной степени – на коэффициент сопротивления. В [27] указано, что максимум интенсификации в круглых каналах, как и в прямоугольных, наблюдается при

$$\frac{l}{b} = 10, \tag{3}$$

где b – высота выступа.

Критерии (1)–(3) были получены на больших трубах внутренним диаметром 10–15 мм.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ

Эксперименты были выполнены на стенде, схема которого представлена на рис. 2. Для повышения и стабилизации давления в контуре использовался термодомпрессор I , в котором поддерживалась определенная температура насыщения с помощью нагревателя. Циркуляция рабочей жидкости осуществлялась многоступенчатым центро-

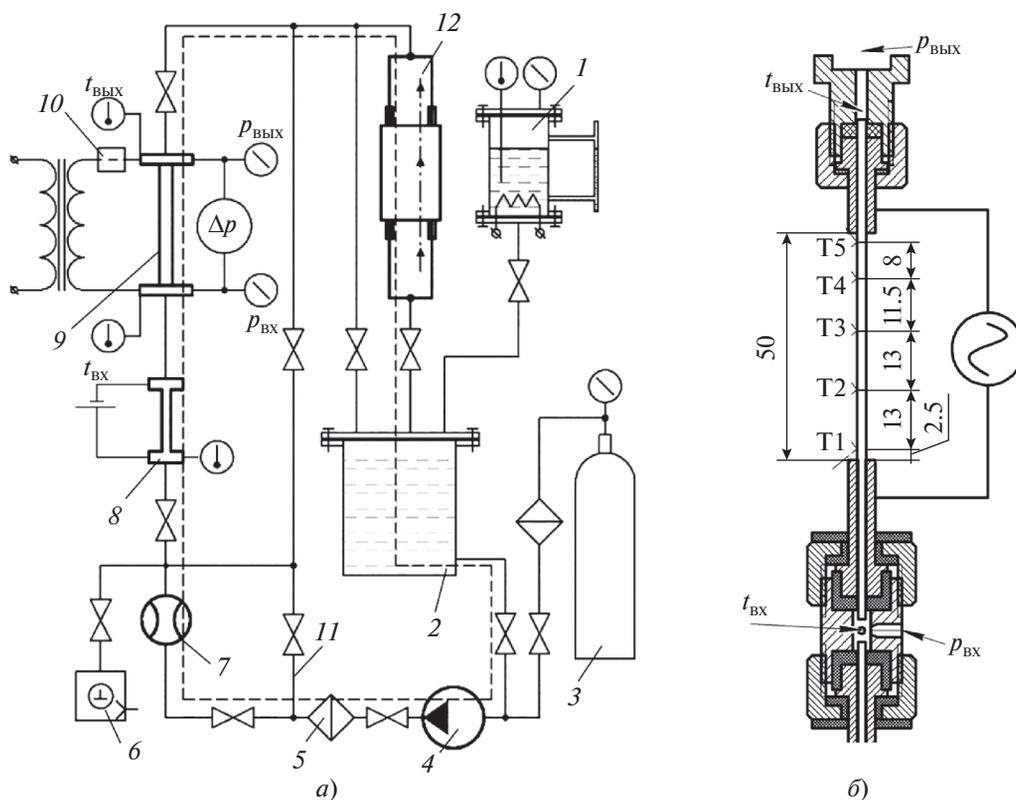


Рис. 2. Схема экспериментального стенда (а) и конструкция рабочего участка (б).

1 – термокомпрессор; 2 – основной резервуар; 3 – баллон с хладагентом; 4 – многоступенчатый центробежный насос; 5 – фильтры; 6 – форвакуумный насос; 7 – расходомер; 8 – предварительный нагреватель; 9 – рабочий участок; 10 – измеритель переменного тока; 11 – байпасная линия; 12 – проточный теплообменник

бежным насосом 4 закрытого типа с магнитной муфтой, соединявшей двигатель с валом насоса. Объемный расход измерялся высокоточным кориолисовым расходомером 7. Для обеспечения слабого недогрева жидкости использовался предварительный нагреватель 8. После прохождения нагревателя 8 поток, оставшаяся недогретым до температуры насыщения t_s , поступал в рабочий участок. Абсолютное давление потока на входе в рабочий участок $p_{вх}$ и выходе из него $p_{вых}$ измерялось с помощью двух датчиков давления. Для измерения перепада давления Δp служил дифференциальный манометр. Температуры потока на входе в рабочий участок $t_{вх}$ и выходе из него $t_{вых}$ измерялись предварительно откалиброванными кабельными хромель-копелевыми термопарами (диаметр кабеля 0.7 мм). Рабочая жидкость после прохождения рабочего участка попадала в теплообменник 12, который охлаждался водопроводной водой.

В качестве теплоносителя использовался фреон R125, температура насыщения которого при рабочих параметрах экспериментов составляла 30–45°C, что позволило снизить тепловые потери в окружающую среду при кипении в канале. Теп-

лофизические свойства фреона R125 представлены далее:

Температура кипения, °С	–48.1*
Плотность, кг/м ³ :	
жидкости	1190**
пара	6.7***
Поверхностное натяжение, Н/м	0.014**
Удельная теплоемкость	
жидкости, Дж/(кг · К)	1.407**
Теплота парообразования, кДж/кг	164**
Теплопроводность жидкости, Вт/(м · К)	0.062**
Динамический коэффициент	
вязкости жидкости, мПа · с	0.141**

*При давлении 0.1 МПа.

**При температуре 25°C.

***При температуре кипения.

Рабочий участок представлял собой трубку круглого сечения, изготовленную из нержавеющей стали, внутренним диаметром 1.1 мм, внешним диаметром 1.6 мм, длина нагреваемого участка которой составляла 50 мм. С помощью лазерного конфокального микроскопа Olympus LEXT OLS 4000 были определены основные па-

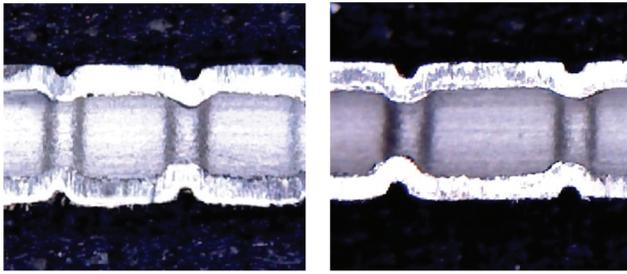


Рис. 3. Продольные срезы мини-канала с накаткой

параметры шероховатости внутренней поверхности мини-канала до модификации: максимум неровности профиля 12.5 мкм, максимальная высота неровности 20.5 мкм. Рабочий участок располагался в вертикальном положении. Для нагрева использовался переменный ток. На рис. 2, б показаны места отбора давления, измерения температуры потока с помощью кабельных хромель-копелевых термопар и координаты крепления к стенке трубок термопар (Т1–Т5). Рабочий участок был изолирован теплоизоляционным кожухом для уменьшения тепловых потерь вследствие свободной конвекции воздуха.

Измерения проводили при стационарных расходах теплоносителя, мощности нагрева, температурах и давлениях на входе в рабочий участок. При фиксированном объемном расходе теплоносителя осуществлялся нагрев рабочего участка с пошаговым увеличением мощности начиная от режимов с конвективным теплообменом и далее до наступления кризиса теплообмена, который фиксировался по росту температуры стенки в сечении Т5. На каждом шаге нагрева после достижения постоянных температур стенки показания датчиков регистрировали с помощью автоматизированной системы сбора данных. Неопределенность измерений приведена далее:

Ток, %	±0.9
Напряжение, мВ	±0.5
Расход теплоносителя, %	±0.2
Температура:	
на входе в рабочий участок	
и выходе из него, °С.....	±0.1
стенки, %.....	±0.8
Давление в контуре, %	±0.2
Перепад давления, %	±0.2
Диаметр трубки, мм	±0.05

Плотность теплового потока была принята одинаковой по всей обогреваемой длине канала и определялась как отношение электрической мощности нагрева с учетом тепловых потерь к площади внутренней поверхности канала. Тепловые потери вычисляли по тепловому балансу в конвективных режимах теплообмена для каждого расхода. В результате были получены экспериментальные зависимости тепловых потерь от тем-

пературы жидкости, использованные для введения поправок.

Массовое расходное паросодержание x по длине участка рассчитывали, исходя из теплового баланса:

$$x = \frac{h_{вх} + Q - h'}{r},$$

где Q – удельное подведенное тепло, зависящее от координаты сечения канала; $h_{вх}$ – энтальпия жидкости на входе в рабочий участок; h' – энтальпия жидкости при температуре насыщения; r – теплота парообразования.

Параметры накатки для круглого мини-канала внутренним диаметром 1.1 мм были подобраны согласно критериям (1)–(3) и составили: $l = 1.1$ мм, $d_n < 0.88$ мм, $b = 0.11$ мм.

В результате механического воздействия на внешнюю поверхность трубки, на которой предварительно были выполнены эксперименты без модификации, на внутренней поверхности были продавлены канавки с образованием выступов (турбулизаторов). Для измерения высоты выступов была выполнена пробная накатка. На рис. 3 представлены фотоснимки поперечного среза, на рис. 4 показаны внешняя поверхность трубки после итоговой накатки и рабочий участок с термопарами. По техническим причинам не удалось сделать накатку в начале и конце рабочего участка в области термопар Т1 и Т5. Параметры итоговой накатки приведены далее:

Высота выступа, мм:	
минимальная b_{min}	0.06
максимальная b_{max}	0.16
средняя b_{cp}	0.106
Шаг между выступами, мм:	
максимальный l_{max}	1.25
минимальный l_{min}	0.96
средний l_{cp}	1.126

Параметры накатки удовлетворяют следующим рекомендованным критериям (1)–(3):

$$\frac{l_{cp}}{b_{cp}} = \frac{1.126}{0.106} = 10.6; \quad \frac{l_{cp}}{d} = \frac{1.126}{1.1} = 1.02;$$

$$\frac{d_{н.ср}}{d} = \frac{d - 2b_{cp}}{d} = \frac{1.1 - 2 \times 0.106}{1.1} = \frac{0.888}{1.1} = 0.81;$$

$$\frac{l_{min}}{b_{min}} = \frac{0.96}{0.06} = 16.0; \quad \frac{l_{min}}{d} = \frac{0.96}{1.1} = 1.02;$$

$$\frac{d_{н. min}}{d} = \frac{d - 2b_{min}}{d} = \frac{1.1 - 2 \times 0.06}{1.1} = \frac{0.98}{1.1} = 0.89;$$

$$\frac{l_{max}}{b_{max}} = \frac{1.25}{0.16} = 7.81; \quad \frac{l_{max}}{d} = \frac{1.25}{1.1} = 1.14;$$

$$\frac{d_{н. max}}{d} = \frac{d - 2b_{max}}{d} = \frac{1.1 - 2 \times 0.16}{1.1} = \frac{0.78}{1.1} = 0.71.$$



Рис. 4. Внешний вид трубки после накатки (а) и рабочий участок с термопарами (б)

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Эксперименты проводились при вынужденном течении фреона R125 в одном вертикальном мини-канале до модификации и после нее. Приведенное давление $p_r = p/p_{cr}$ (здесь p – абсолютное давление, p_{cr} – критическое давление) составляло 0.43 при $t_s = 30^\circ\text{C}$ и 0.56 при $t_s = 40^\circ\text{C}$, массовая скорость теплоносителя $G = 200\text{--}1200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, плотность теплового потока $q = 1\text{--}366 \text{ кВт}/\text{м}^2$. Температура потока на входе в рабочий участок была близка к температуре насыщения. В процессе экспериментов измеряли температуры теплоносителя на входе в рабочий участок и выходе из него, температуры стенки в сечениях по длине канала, давление, перепад давления и расход теплоносителя при заданном тепловом потоке, который пошагово увеличивали до максимального и ограничивали кризисом кипения.

Влияние модификации на потери давления

На рис. 5 представлены экспериментальные данные о потерях давления в мини-канале (без потерь давления на входе в рабочий участок и вы-

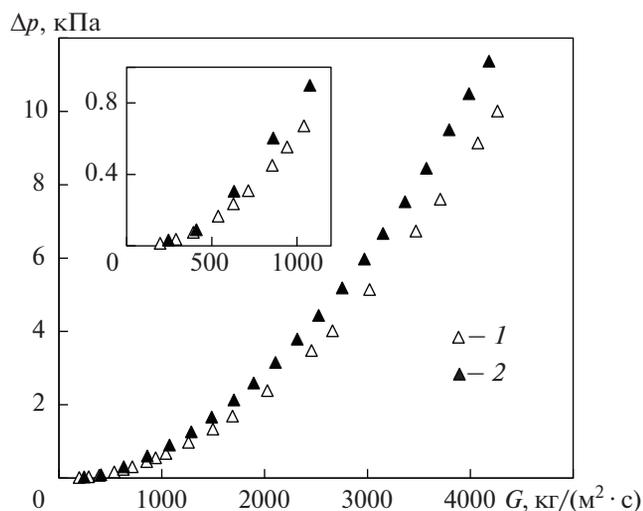


Рис. 5. Зависимость потерь давления Δp в гладком (1) и модифицированном (2) мини-канале от массовой скорости G

ходе из него), полученные до модификации и после нее, в зависимости от массовой скорости. На рисунке видно, что наибольший рост потерь давления 15% наблюдается в области массовых скоростей $4000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

На основе данных о потерях давления был рассчитан гидравлический коэффициент сопротивления ξ до модификации и после нее на участке мини-канала, на котором была выполнена накатка. На рис. 6 представлена зависимость коэффициента сопротивления от числа Re в области развитой турбулентности. В опытах с теплообменом максимальное значение числа Рейнольдса на входе в рабочий участок составило $Re \approx 10000$.

Температура стенки

На рис. 7 показано, как изменяется температура стенки $t_{ст}$ мини-канала с накаткой в сечениях термопар Т1–Т5 в зависимости от плотности теплового потока (максимальное значение ограничено критическим тепловым потоком); хорошо просматриваются режимы конвективного теплообмена (до $100 \text{ кВт}/\text{м}^2$) и кипения (свыше $100 \text{ кВт}/\text{м}^2$).

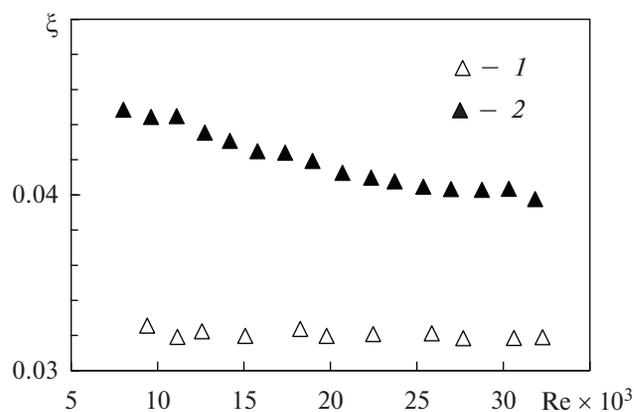


Рис. 6. Зависимость гидравлического коэффициента сопротивления ξ от числа Re в турбулентной области в гладком (1) и модифицированном (2) мини-канале с вычетом потерь давления на входе в рабочий участок и выходе из него, т.е. там, где отсутствовала накатка

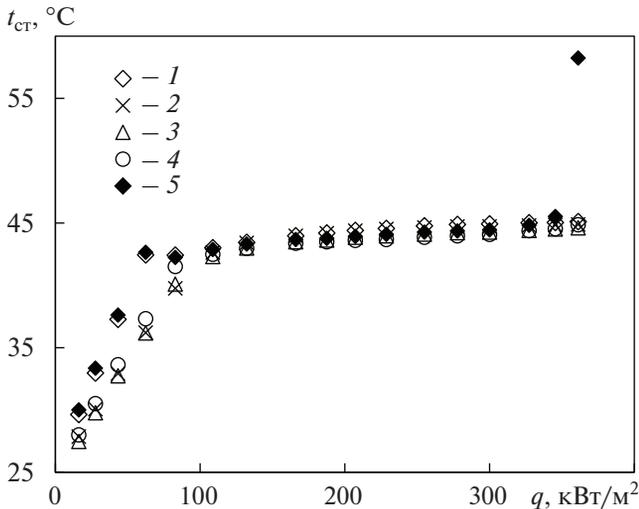


Рис. 7. Зависимость температуры стенки мини-канала $t_{ст}$ от плотности теплового потока q при $p_r = 0.56$, $t_s = 40^\circ\text{C}$, $G = 1000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Термопара: 1 – Т1; 2 – Т2; 3 – Т3; 4 – Т4; 5 – Т5

При $q < 100 \text{ кВт}/\text{м}^2$ теплоотдача осуществляется благодаря конвективному теплообмену. Наглядно видно, что в этом режиме при фиксированной плотности теплового потока температура стенки в сечениях термопар Т2, Т3 и Т4 (область накатки) ниже температуры в сечениях термопар Т1 и Т5, где накатка отсутствует. При $q > 100 \text{ кВт}/\text{м}^2$ жидкость кипит на стенке, температуры в сечениях почти не различаются и слабо растут с увеличением плотности теплового потока. Момент начала высыхания стенки при достижении критического теплового потока можно определить по быстрому росту температуры стенки в сечении Т5.

На основе полученных данных о температуре стенки были рассчитаны коэффициенты теплоотдачи для режимов конвективного теплообмена $\alpha_{кон} = q/(t_{ст} - t_{ж})$ и кипения $\alpha_{кип} = q/(t_{ст} - t_s)$ (здесь $t_{ж}$ – температура жидкости).

Коэффициент теплоотдачи при однофазной конвекции

Для обобщения результатов измерения температуры стенки были использованы только показания в сечениях термопар Т2, Т3 и Т4, так как по краям рабочий участок не был модифицирован. На основе полученных данных были рассчитаны коэффициенты теплоотдачи для режимов конвективного теплообмена и кипения.

Опытные данные о теплообмене при однофазном течении свидетельствуют о значительном увеличении конвективного коэффициента теп-

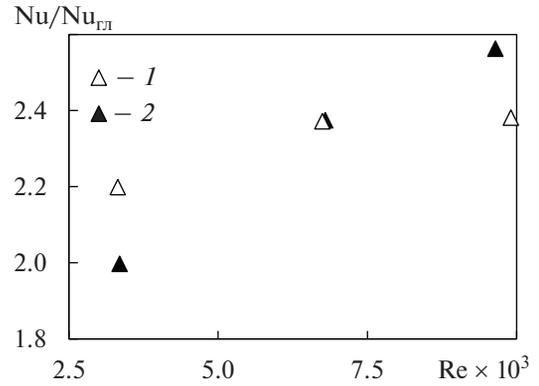


Рис. 8. Зависимость $Nu/Nu_{глад}$ от числа Re при конвективном теплообмене в сечении термопары Т3. 1 – $p_r = 0.43$, $t_s = 30^\circ\text{C}$; 2 – $p_r = 0.56$, $t_s = 40^\circ\text{C}$

лоотдачи в модифицированном мини-канале по сравнению с гладким. На рис. 8 показано отношение чисел Нуссельта после модификации Nu и до модификации (в гладком канале) $Nu_{глад}$ в зависимости от числа Re . Расчет был выполнен с использованием температуры стенки в сечении термопары Т3. Эффект от модификации усиливался с ростом числа Re , коэффициент теплоотдачи увеличился в 2.5 раза для $Re \approx 10000$. Повышение теплоотдачи при конвективном теплообмене в мини-канале согласуется с результатами исследований, выполненных на больших трубах с накаткой. В работе [27] представлены эмпирические формулы и таблицы расчета числа Nu для накатки, полученные на трубах внутренним диаметром 10–15 мм в зависимости от параметров накатки. В настоящей работе для параметров накатки $l/d = 1$ и $d/d_n = 0.86$ отношение $Nu/Nu_{глад} = 2.62$. Таким образом, критерии подбора параметров накатки (1)–(3) и эмпирические формулы расчета числа Nu для накатки [27] применимы для мини-каналов.

Коэффициент теплоотдачи при кипении

На основе данных о температуре стенки, полученных до модификации и после нее в режимах с кипением, было выполнено сравнение коэффициентов теплоотдачи при кипении при разных значениях давления (рис. 9). Снижение коэффициента теплоотдачи с ростом теплового потока (см. рис. 9, а) обусловлено достижением критического состояния и началом осушения стенки. При $p_r = 0.43$ значение коэффициента теплоотдачи для мини-канала с накаткой осталось примерно таким же, как и для гладкого мини-канала (см. рис. 9, а). При $p_r = 0.56$ и $G > 400 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ наблюдалось наибольшее влияние модификации поверхности методом накатки на коэффи-

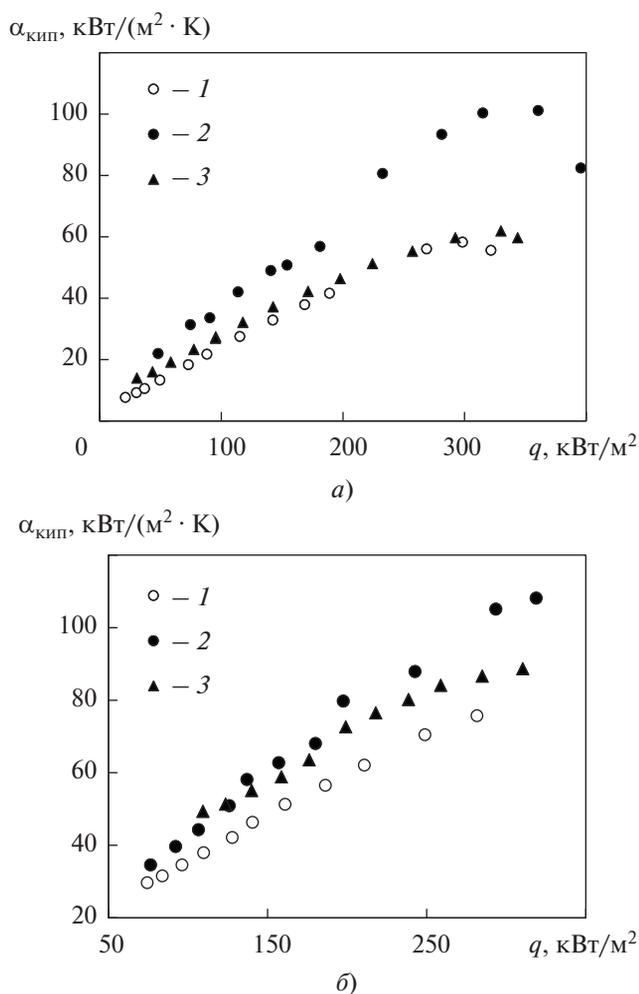


Рис. 9. Зависимость коэффициента теплоотдачи при кипении $\alpha_{кип}$ от плотности теплового потока q в сечении термопары Т4 при $G = 800$ кг/(м² · с), $p_r = 0.43$ (а) и $p_r = 0.56$ (б).
1 – гладкий мини-канал; 2 – модификация лазером [26];
3 – модификация накаткой

коэффициент теплоотдачи при кипении (см. рис. 9, б). Среднее увеличение составило 20%. Модификация лазером существенно повлияла на коэффициент теплоотдачи при кипении.

Полученные результаты по теплоотдаче при кипении коррелируют с данными ранее выполненных исследований [26, 29]. Было показано, что при течении кипящих фреонов в мини-канале с умеренными массовыми скоростями [до примерно 1000 кг/(м² · с)] при высоких приведенных давлениях теплоотдача определяется главным образом внутренними механизмами кипения, которые зависят от свойств поверхности (шероховатости и смачиваемости).

Влияние модификации на критический тепловой поток

При пошаговом увеличении теплового потока, давления и объемного расхода и фиксированных температурах на входе в рабочий участок были получены значения критических тепловых потоков. Значение критического паросодержания определяли в сечении термопары Т5, по показаниям которой фиксировалось быстрое увеличение температуры стенки. Момент начала осушения стенки соответствует росту температуры в сечении Т5 (см. рис. 7).

На рис. 10 показано, как изменяются значения критических тепловых потоков q_{cr} в зависимости от массовой скорости и массового расхода паросодержания. Необходимо отметить, что на участке мини-канала между сечением термопары Т4 и выходом из рабочего участка не удалось выполнить накатку. Но даже в этом случае наблюдалось заметное влияние модификации на критический тепловой поток при $G > 600$ кг/(м² · с). Наибольшее его увеличение составило в среднем 20% при $p_r = 0.43$ и 14% при $p_r = 0.56$. Вероятно, на увеличение критического теплового потока повлияла дополнительная турбулизация потока, вызванная наличием выступов, которая сохранялась после прохождения сечения термопары Т4 на некотором расстоянии от него.

ВЫВОДЫ

1. При экспериментальных исследованиях однофазного течения фреона R125 в вертикальном канале диаметром 1.1 мм, длиной 50 мм конвективный коэффициент теплоотдачи в модифицированном канале увеличивается в 2.0–2.5 раза по сравнению с таковым в гладком канале. При максимальном значении числа $Re \approx 10000$ на входе в мини-канал конвективный коэффициент теплоотдачи повысился в 2.5 раза, гидравлический коэффициент сопротивления – в 1.36 раза. Коэффициент теплоотдачи при кипении при приведенном давлении 0.56 и массовых скоростях больше 400 кг/(м² · с) увеличился в среднем на 20%.

2. Влияние модификации на критический тепловой поток наблюдалось при массовой скорости более 600 кг/(м² · с), при этом в выходном участке мини-канала, где формировались условия кризиса теплообмена, накатка отсутствовала. Наибольшее увеличение критического теплового потока составило в среднем 20% при приведенном давлении 0.43 и 14% при приведенном давлении 0.56.

3. Результаты исследования подтверждают, что метод накатки может быть использован для модификации поверхности круглого мини-канала с целью увеличить конвективный коэффициент теплоотдачи. Рекомендованные критерии

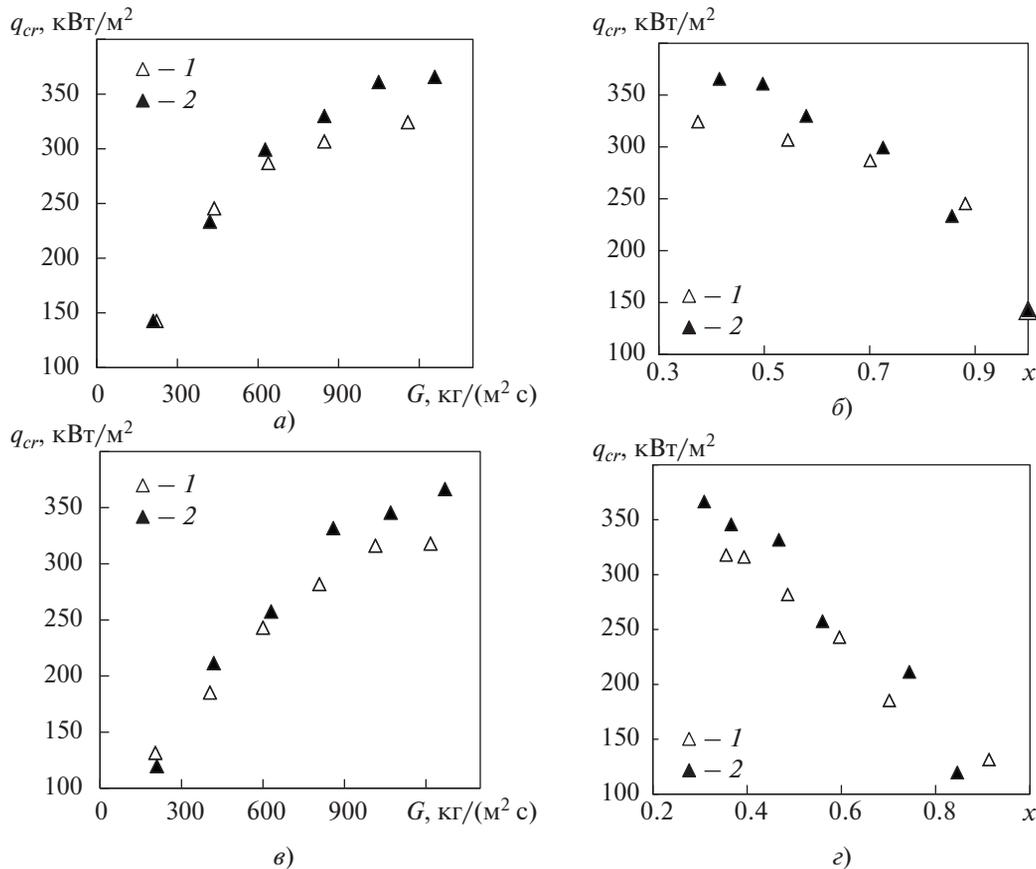


Рис. 10. Зависимость критического теплового потока q_{cr} от массовой скорости (а, в) и паросодержания (б, г) при $p_r = 0.43$ (а, б) и $p_r = 0.56$ (в, г).
1 – гладкий мини-канал; 2 – модифицированный мини-канал

при выборе параметров накатки и эмпирические формулы расчета числа Nu для накатки, которые были получены на трубах больших диаметров, применимы и для мини-каналов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Kandlikar S.G., Grande W.J.** Evolution of microchannel flow passages—thermohydraulic performance and fabrication technology // *Heat Transfer Eng.* 2003. V. 24. No. 1. P. 3–17. <https://doi.org/10.1080/01457630304040>
2. **Hasan Küçük.** The effect of minichannels on the overall heat transfer coefficient and pressure drop of a shell and tube heat exchanger: Experimental performance comparison // *Int. J. Therm. Sci.* 2023. V. 188. P. 108217. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108217>
3. **Дедов А.В.** Обзор современных методов интенсификации теплообмена при пузырьковом кипении // *Теплоэнергетика.* 2019. № 12. С. 18–54. <https://doi.org/10.1134/S0040363619120014>
4. **Володин О.А., Печеркин Н.И., Павленко А.Н.** Интенсификация теплообмена при кипении и испарении жидкостей на модифицированных поверхностях // *ТВТ.* 2021. Т. 59. № 2. С. 280–312. <https://doi.org/10.31857/S0040364421020149>
5. **Павленко А.Н., Жуков В.И., Швецов Д.А.** Кризисные явления и интенсификация теплообмена при кипении и испарении в горизонтальных пленках жидкости (обзор) // *Теплоэнергетика.* 2022. № 11. С. 81–97. <https://doi.org/10.56304/S0040363622110078>
6. **Zan Wu, Bengt Sundén.** On further enhancement of single-phase and flow boiling heat transfer in micro/minichannels // *Renewable Sustainable Energy Rev.* 2014. V. 40. P. 11–27. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.171>
7. **Leong K.C., Ho J.Y., Wong K.K.** A critical review of pool and flow boiling heat transfer of dielectric fluids on enhanced surfaces // *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 112. P. 999–1019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.138>
8. **Liang G., Mudawar I.** Review of channel flow boiling enhancement by surface modification, and instability suppression schemes // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2020. V. 146. P. 118864. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118864>
9. **Review** of micro and mini channels, porous heat sinks with hydrophobic surfaces for single phase fluid flow /

- Asif Khan, Fazle Hadi, Naveed Akram, Muhammad Anser Bashir, Hafiz Muhammad Ali, Muhammad Mansoor Janjua, Abid Hussain, Riffat Asim Pasha, Ajaz Bashir Janjua, Farukh Farukh // *J. Taiwan Institute of Chemical Engineers*. 2022. V. 132. P. 104186. <https://doi.org/10.1016/j.jtice.2021.104186>
10. **Heat transfer and flow characteristics of novel patterns of chevron minichannel heat sink: An insight into thermal management of microelectronic devices /** M. Khoshvaght-Aliabadi, E. Hosseinirad, M. Farsi, F. Hormozi // *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 2021. V. 122. P. 105044. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105044>
 11. **Thermohydraulic performance of new minichannel heat sink with grooved barriers /** H. Samadi, M.J. Hosseini, A.A. Ranjbar, Y. Pahamli // *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. 2023. V. 144. P. 106753. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106753>
 12. **Khoshvaght-Aliabadi M., Feizabadi A., Nouri M.** Design of novel geometries for minichannels to reduce junction temperature of heat sinks and enhance temperature uniformity // *Appl. Therm. Eng.* 2021. V. 192. P. 116926. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116926>
 13. **Experimental and numerical investigations on the effects of insertion-type longitudinal vortex generators on flow and heat transfer characteristics in square minichannels /** Zhenfei Feng, Ping Jiang, Siyao Zheng, Qingyuan Zhang, Zhen Chen, Fangwen Guo, Jinxin Zhang // *Energy*. 2023. V. 278. Part A. P. 127855. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127855>
 14. **Gorzin M., Ranjbar A.A., Hosseini M.J.** Experimental study on serpentine minichannel heat sink: Effect of rib existence and distance // *Int. J. Therm. Sci.* 2022. V. 173. P. 107397. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107397>
 15. **Heat transfer study of enhanced additively manufactured minichannel heat exchangers /** H. Rastan, A. Abdi, B. Hamawandi, M. Ignatowicz, J.P. Meyer, B. Palm // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2020. V. 161. P. 120271. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120271>
 16. **Experimental investigation of laminar flow and heat transfer characteristics in square minichannels with twisted tapes /** Zhenfei Feng, Xin Ai, Peilin Wu, Qingyu Lin, Zuqiang Huang // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2020. V. 158. P. 119947. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119947>
 17. **Smakulski P., Pietrowicz S.** A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, microchannels and spray cooling techniques // *Appl. Therm. Eng.* 2016. V. 104. P. 636–646. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.096>
 18. **Ahmed A. Hussien, Mohd Z. Abdullah, Moh'd A. Al-Nimr.** Single-phase heat transfer enhancement in micro/minichannels using nanofluids: Theory and applications // *Appl. Energy*. 2016. V. 164. P. 733–755. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.11.099>
 19. **Experimental investigation on the effects of swirling flow on flow boiling heat transfer and instability in a minichannel heat sink /** Yongqi Lan, Zhenfei Feng, Zhenjun Hu, Siyao Zheng, Jianyang Zhou, Yanjuan Zhang, Zuqiang Huang, Jinxin Zhang, Wei Lu // *Appl. Therm. Eng.* 2023. V. 219. Part B. P. 119512. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119512>
 20. **Daisuke Jige, Norihiro Inoue.** Flow boiling heat transfer and pressure drop of R32 inside 2.1 mm, 2.6 mm and 3.1 mm microfin tubes // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2019. V. 134. P. 566–573. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.01.027>
 21. **Comprehensive evaluation of graphene/R141b nanofluids enhanced heat transfer performance of minichannel heat sinks /** Jianyang Zhou, Xiaoping Luo, Bolin He, Changzheng Li, Lizhe Liang, Zhixin Yin, Zhi Qun Tian // *Powder Techn.* 2022. V. 397. P. 116997. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.11.041>
 22. **Gasanov B.M.** Flow boiling of water and emulsions with a low-boiling disperse phase in minichannels // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2018. V. 126. Part B. P. 9–14. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.143>
 23. **Flow boiling heat transfer enhancement under ultrasound field in minichannel heat sinks /** Jianyang Zhou, Xiaoping Luo, Changzheng Li, Lizhe Liang, Gaohui Wang, Bolin He, Zhi Qun Tian // *Ultrasonics Sonochemistry*. 2021. V. 78. P. 105737. <https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2021.105737>
 24. **Performance enhancement of subcooled flow boiling on graphene nanostructured surfaces with tunable wettability /** Geng Di Sia, Ming Kwang Tan, Gooi Mee Chen, Yew Mun Hung // *Case Stud. Therm. Eng.* 2021. V. 27. P. 101283. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101283>
 25. **Combined effect of electric field and nanofluid on bubble behaviors and heat transfer in flow boiling of minichannels /** Jinxin Zhang, Xiaoping Luo, Liangfeng Wang, Zhenfei Feng, Tengfei Li // *Powder Techn.* 2022. V. 408. P. 117743. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2022.117743>
 26. **Flow boiling heat transfer intensification due to inner surface modification in circular mini-channel /** A.V. Belyaev, A.V. Dedov, N.E. Sidel'nikov, P. Jiang, A.N. Varava, R. Xu // *Water*. 2022. V. 14. P. 4054. <https://doi.org/10.3390/w14244054>
 27. **Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А.** Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990.
 28. **Дрейцер Г.А., Лобанов И.Е.** Исследование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // *ТВТ*. 2002. Т. 40. № 6. С. 958–963.
 29. **Беляев А.В., Сидельников Н.Е., Дедов А.В.** Гидродинамика и теплообмен при течении двухфазного потока в обогреваемом вертикальном мини-канале при высоких приведенных давлениях // *Теплоэнергетика*. 2023. № 12. С. 47–64. <https://doi.org/10.56304/S0040363623120020>

Experimental Investigation of Forced Flow Heat-Transfer Enhancement in a Minichannel

A. V. Belyaev^{a, *}, N. E. Sidel'nikov^a, E. I. Gareev^a, and A. V. Dedov^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: BelyaevAVL@mpei.ru

Abstract—The results of the investigation into heat-transfer enhancement at increasing critical heat flux due to modification of a wall's inner surface are presented. The greater need for new, compact, and energy-efficient heat exchangers on the basis of minichannels for high-tech industries makes this investigation urgent. The potential for application of small diameter channels in systems where various dielectric liquids or freons at moderate and high reduced pressures can be used as a coolant is being actively investigated today. The experiments were performed in a heated vertical minichannel. The wall was modified by the rolling method, which has not yet been used in small diameter channels. The experiments were performed with a forced flow of R125 refrigerant at high reduced pressures of 0.43 and 0.56 in the range of mass flowrates from 200 to 1200 kg/(m² s), which is the most applicable range for minichannel heat exchangers. Heat transfer during forced convection and flow boiling was studied. The experimental setup and the minichannel inner wall modification method are described. Experimental data on forced convection and flow boiling heat-transfer coefficients, critical heat fluxes, and pressure drops are presented. The heat-transfer data were compared with the results obtained previously with the inner surface modified by the action of laser pulses on the outer wall. The convective heat-transfer coefficient in a minichannel with the inner surface modified by rolling was found to be much greater than that in a smooth channel. The obtained convective heat-transfer coefficients are compared with the predictions by empirical formulas derived for large-diameter pipes with the wall surface modified by rolling.

Keywords: heat-transfer enhancement, minichannels, modified heat-transfer surface, rolling, reduced pressures, critical heat flux, R125 refrigerant, impact of laser pulses