

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КИПЕНИИ ХЛАДОНА 21 В НЕКРУГЛЫХ МИНИ-КАНАЛАХ

АННОТАЦИЯ

В данной работе экспериментально исследуется теплообмен при кипении восходящего потока хладона 21 в вертикальном прямоугольном мини-канале размером 1.6х6.3мм. Измерена величина коэффициента теплоотдачи в широком диапазоне изменения массового паросодержания и плотности теплового потока для двух массовых расходов $G=200$ кг/(м²·с) и $G=50$ кг/(м²·с). Выделен режим совместного влияния пузырькового кипения и конвективного испарения. Определены режимы, в которых основной вклад в теплоотдачу даёт испарение тонких плёнок жидкости. Показано, что модель теплообмена Клименко удовлетворительно описывает экспериментальные данные. Модель Лиу и Винтертона хорошо описывает экспериментальные данные при режимах течения, в которых пузырьковое кипение и конвективный теплообмен вносят определяющий вклад в теплоотдачу.

1. ВВЕДЕНИЕ

При кипении и испарении жидкости в некруглых каналах малого размера (с величиной зазора, сравнимой и меньше капиллярной постоянной) капиллярные силы оказывают существенное влияние на характеристики потока, а особенности двухфазного течения определяют теплопередачу. Такие течения широко распространены в каналах компактных теплообменников, используемых в холодильной и криогенной технике, высоконапряженных аппаратах энергетики. В основном компактные теплообменники состоят из прямоугольных мини-каналов с размером щели от 0.5 до 2 мм.

В представленной работе исследуется теплообмен при кипении восходящего потока хладона 21 в вертикальном прямоугольном мини-канале. Представлены данные по локальным коэффициентам теплоотдачи в зависимости от теплового потока и паросодержания для массовых расходов 50 и 200 кг/(м²·с). Проведено сравнение полученных данных с расчетом по [1]. Также проводится сравнение данных по теплоотдаче с моделью [2], которая учитывает совместное влияние кипения и конвекции на теплообмен.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Схема экспериментального контура показана на рис 1. Система состоит из следующих основных частей: насос; теплообменник для сохранения жидкости, переохлажденной при входе в испаритель; датчики измерения расхода; парогенератор; экспериментальный участок; доиспаритель для устранения пульсаций давления; конденсатор.

Рабочая жидкость из конденсатора насосом подается на датчик измерения расхода, после чего поступает в испаритель для приготовления двухфазного потока с желаемым паросодержанием. Двухфазный поток из испарителя через экспериментальный участок поступает в доиспаритель и полностью испаряется. После чего пар поступает в конденсатор и полностью конденсируется.

Экспериментальный участок, представленный на рис. 2, выполнен из нержавеющей трубы с толщиной стенки 0.1 мм длиной 350 мм. На каждом конце трубы расположен фланец с токоподводом, отборником давления и термопарой. Обогреваемая длина канала 290 мм. Прямоугольная рабочая секция канала выполнена прессованием и имеет длину 250 мм. Характерный размер шероховатости, полученной в канале, составлял 5–10 мкм. Внутренний поперечный размер канала равен 1.6х6.3 мм. На входе и выходе из канала реализован плавный переход от круглого сечения к прямоугольному сечению. Обогрев канала производился переменным электрическим током. По длине канала на внешней стороне в 4-х сечениях наклеены термопары. Термопары размещены в центре короткой стороны, в углу канала и по длинной стороне канала. Все термопары имели индивидуальную калибровку. Точность измерения температуры составляла 0.1К. Канал и фланцы тепло- и электроизолированы. В ходе опытов термопары тестировались при нагреве однофазного течения и при течении двухфазного потока без обогрева канала. Все температурные измерения регистрировались АЦП и записывались в компьютер.

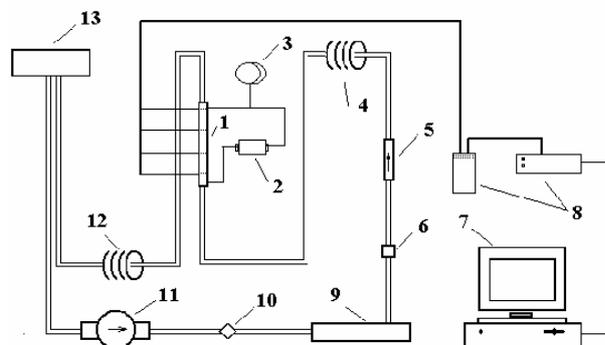


Рис. 1. Экспериментальная установка: 1 – экспериментальный прямоугольный участок; 2 – датчик перепада давления; 3 – образцовый манометр; 4 – испаритель; 5 – ротаметр; 6 – турбинный датчик расхода; 7 – компьютер; 8 – АЦП система; 9 – охладитель; 10 – фильтр; 11 – насос; 12 – доиспаритель; 13 – конденсатор

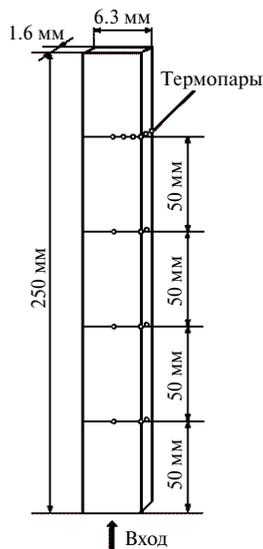


Рис. 2. Экспериментальный участок

3. ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ ВОСХОДЯЩЕГО ПОТОКА ХЛАДОНА 21 В ПРЯМОУГОЛЬНОМ МИНИ-КАНАЛЕ

На рис. 3 представлены данные по локальным коэффициентам теплоотдачи, полученные в 4-ом сечении, для восходящего кипения в зависимости от массового паросодержания для массового расхода хладона $G=200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. В проведенных опытах варьировались: тепловой поток при фиксированном начальном паросодержании от 1 до 40 $\text{кВт}/\text{м}^2$ или начальное паросодержание при постоянном тепловом потоке $q=6 \text{ кВт}/\text{м}^2$. При изменении локального массового паросодержания от нуля до единицы коэффициент теплообмена при кипении непрерывно возрастает даже при постоянном тепловом потоке. Это показывает существенную роль конвективного испарения даже при малых массовых паросодержаниях. На рис. 3 также приведен расчет по модели теплообмена Клименко [1]:

$$\alpha_{\text{конв}} = 0.087 \text{Re}_{\text{дф}}^{0.6} \text{Pr}_{\text{ж}}^{1/6} (\rho_{\text{п}}/\rho_{\text{ж}})^{0.2} K_{\lambda}^{0.09} \lambda_{\text{ж}}/b \quad (1)$$

в случае, когда теплоотдача определяется конвективным испарением и

$$\alpha_{\text{кип}} = 7.6 \cdot 10^{-3} \text{Re}_{*}^{0.6} K_{\text{P}}^{0.54} \text{Pr}_{\text{ж}}^{-0.33} K_{\lambda}^{0.12} \lambda_{\text{ж}}/b, \quad (2)$$

когда определяющим механизмом теплоотдачи является кипение. При расчете теплоотдачи используется максимальное значение. На рис.3 для данных, полученных при входном паросодержании 0 (темные ромбы), основным механизмом теплоотдачи является кипение, во всех остальных случаях, согласно модели Клименко, теплообмен должен определяться конвективным испарением.

Экспериментальные точки лежат выше, чем дает расчет для всех серий опытов. Расслоение данных при различных тепловых потоках существенно превышает точность эксперимента. Это показывает существование режимов, в которых существует совместное влияние конвекции и кипения на коэффициенты теплоотдачи, что не учитывается в систе-

ме уравнений (1)–(2). При $x>0.6$ расслоение данных при разных тепловых потоках не наблюдается и кипение практически полностью подавляется.

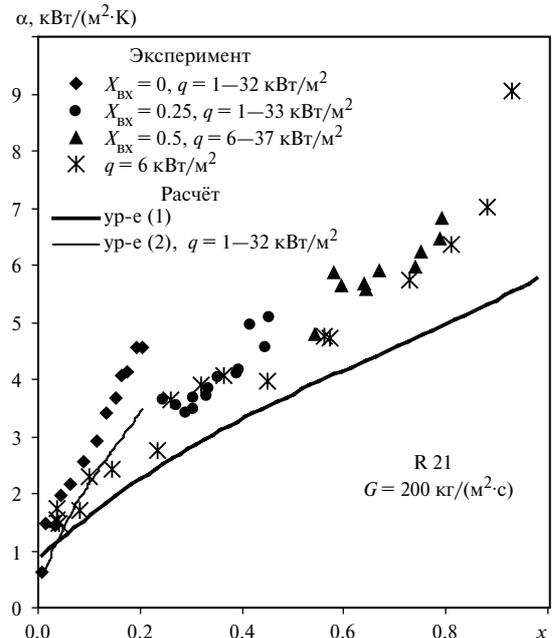


Рис. 3. Сравнение экспериментальных данных по коэффициентам теплоотдачи при $G=200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ с расчетом по корреляции Клименко[1]

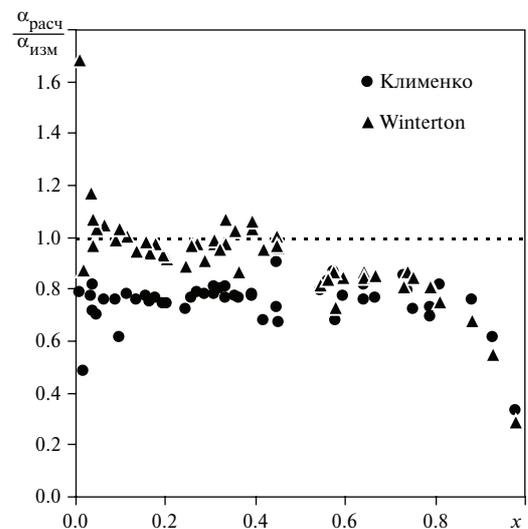


Рис. 4. Сравнение экспериментальных данных с расчетом по [1]– Клименко и [2]–Winterton

В работе [2] предлагается корреляция, учитывающая совместное влияние кипения и конвекции на теплоотдачу. На рис.4 представлены данные расчета по [1] и [2], отнесенные к экспериментальным значениям коэффициентов теплоотдачи для всех данных, представленных на рис. 3. Расчет коэффициентов теплоотдачи по модели теплообмена работы [2] проводится по уравнению

$$\alpha^2 = (F\alpha_{\text{конв}})^2 + (S\alpha_{\text{кип}})^2, \quad (3)$$

где $\alpha_{\text{кип}}$ – есть коэффициент теплообмена при пузырьковом кипении в большом объёме, F – фактор усиления конвекции, S – фактор подавления кипения. В работе [2] для расчёта $\alpha_{\text{кип}}$ использовалась зависимость Купера [3]. Эта зависимость является универсальной для широкого класса жидкостей, но для хладона R21 расчётные значения коэффициентов теплообмена значительно отличаются от экспериментальных. Для повышения точности расчёта $\alpha_{\text{кип}}$ вместо общей зависимости [3] в нашей работе была использована зависимость [4]

$$\alpha_{\text{кип}} = 550 \frac{P_{cr}^{0.25}}{T_{cr}^{0.875} M^{0.125}} q^{0.75} R_z^{0.2} \left(0.14 + 2.2 \frac{P}{P_{cr}} \right), \quad (4)$$

которая хорошо согласуется с экспериментальными данными различных авторов [5,6] для хладона R21. Расчёт конвекции проводился по уравнению Диттуса-Боэлтера

$$Nu_{\text{конв}} = 0.023 Re_{ж0}^{0.8} Pr_{ж}^{0.4}, \quad (5)$$

а так же расчёт факторов подавления кипения и усиления конвекции по зависимостям [2]

$$F = \left[1 + x Pr_{ж} (\rho_{ж} / \rho_{п} - 1) \right]^{-0.35}, \quad (6)$$

$$S = \left(1 + 0.55 F^{0.1} Re_{ж0}^{0.16} \right)^{-1}.$$

При $x < 0.8$ расчёт по модели [1] даёт заниженное в среднем на 25–30% значение коэффициентов теплоотдачи. При $x > 0.8$ локальные коэффициенты теплоотдачи существенно сильнее увеличиваются с ростом паросодержания, чем в расчёте. Наиболее вероятным механизмом теплообмена в этом случае является бескризисное испарение сверхтонких плёнок жидкости возникающих при высоких скоростях пара. Расчёт по системе уравнений (3)–(6) описывает экспериментальные данные в пределах точности эксперимента в диапазоне паросодержаний от 0.05 до 0.5, при $x > 0.5$ расчёт по (3)–(6) практически совпадает с расчётом по [1]. На рис. 4 при $x < 0.05$ наблюдается наибольший разброс данных как при расчёте по [1], так и при расчёте по (3)–(6), по данным из [7] при $G = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и $x \sim 0.05$ должен реализовываться переход от снарядного к кольцевому режиму течения.

На рис. 5 представлено сравнение экспериментальных данных по коэффициенту теплоотдачи в зависимости от паросодержания с расчётом по (1)–(2) и (3)–(6) в условиях преобладающего влияния конвекции. Данные представлены для массового расхода хладона $50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ при плотности теплового потока $1.1 \text{ кВт}/\text{м}^2$. Расчёт по (1) в целом описывает экспериментальные данные, а расчёт по (3)–(6) даёт заниженные значения. При паросодержании ниже 0.5 расчёт по (1) и по (3)–(6) даёт близкие значения. Несоответствие расчёта по (3)–(6) с экспериментом связано с некорректностью использования уравнения (5) для расчёта конвективного члена в (3) при малых расходах.

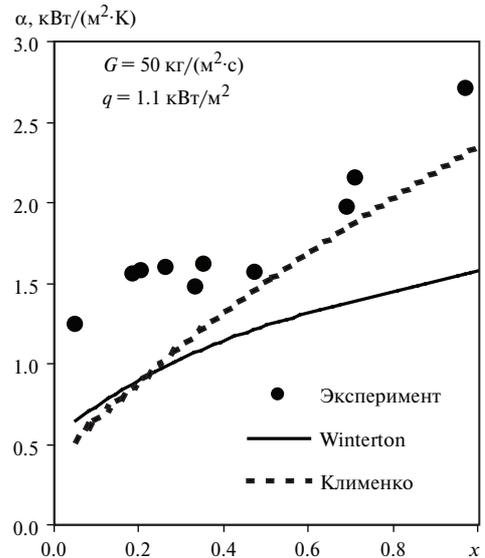


Рис. 5. Сравнение экспериментальных данных по коэффициентам теплоотдачи при $G \sim 50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и $q = 1.1 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ расчётом по корреляции Клименко [1] и Winterton [2]

На рис.6 показано влияние скорости пара на теплообмен в условиях преобладающего влияния конвекции, экспериментальные данные отнесены к расчёту по (3)–(6). На рисунке представлены данные рис.5 и из работы [7] для восходящего течения хладона R21 в многоканальной сборке при том же массовом расходе в условиях постоянного температурного напора. При скорости пара ниже 3.3 м/с, что по данным [7] соответствует переходу к кольцевому режиму течения, экспериментальные данные хорошо согласуются друг с другом. При кольцевом режиме течения экспериментальные данные для различных граничных условий различаются.

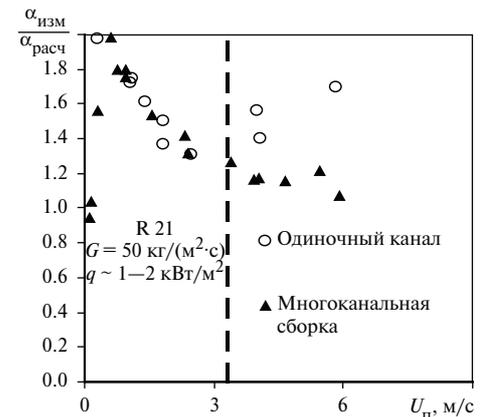


Рис. 6. Влияние скорости пара на теплообмен. Расчёт по (3)–(6): одиночный канал – данные с рис. 5; многоканальная сборка – данные из [7]; пунктирная линия – переход к кольцевому режиму течения

На рис. 7 представлены экспериментальные данные по коэффициенту теплоотдачи в зависимости от теплового потока для массового расхода хладона $50 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. На вход участка подается поток с паросодержанием 0.2. Коэффициенты теплоотдачи плавно растут с ростом теплового потока до значений

$q = 10 \text{ кВт/м}^2$. При тепловом потоке больше 10 кВт/м^2 наблюдается ухудшение теплоотдачи, что, по всей видимости, связано с началом кризисных явлений. На рис 7 представлены также расчёты по [1] и системе (3)–(6), расчёты дают практически одинаковые значения. Измеренные значения коэффициента теплоотдачи превышают расчеты во всём диапазоне паросодержаний.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В миниканале при массовом расходе $G = 200 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ и паросодержании меньше 0.5 для кольцевого режима течения конвективное испарение и кипение оказывают совместное влияние на теплообмен. В таких условиях модель [2] позволяет рассчитывать теплообмен с хорошей точностью, модель [1] даёт удовлетворительные значения коэффициентов теплоотдачи. При паросодержании выше 0.5 существенный вклад в теплоотдачу вносит испарение тонкой плёнки жидкости, это приводит к более высоким локальным коэффициентам теплоотдачи, чем в расчёте.

При малых массовых расходах $G = 50 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ расчёт по модели [1] удовлетворительно описывает теплопередачу только при тепловом потоке меньше 2 кВт/м^2 . При больших тепловых потоках измеренные значения коэффициента теплоотдачи превышают расчет.

При уменьшении массового расхода жидкости реализуются режимы течения с меньшими скоростями пара. В этих условиях капиллярные силы оказывают существенное влияние на распределение плёнки жидкости по периметру канала и в конечном счёте на теплоотдачу.

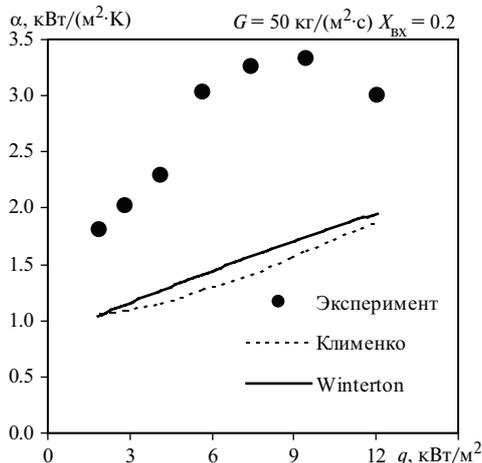


Рис. 7. Сравнение экспериментальных данных по коэффициентам теплоотдачи при $G \sim 50 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ и $0.25 < x < 0.52$ с расчетом по [1] и уравнениям (3)–(6)

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- a – температуропроводность;
 - b – постоянная Лапласа $\sqrt{\sigma/g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})}$;
 - G – массовый расход;
 - $K\lambda$ – относительная теплопроводность $\lambda_{\text{стенки}}/\lambda_{\text{ж}}$;
 - Kp – безразмерный параметр Pb/σ ;
 - M – молекулярная масса;
 - Nu – число Нуссельта;
 - P – давление;
 - Re^* – модифицированное число Пекле, $qb/(\Delta h \rho_{\text{п}} a)$;
 - Pr – число Прандтля;
 - q – плотность теплового потока;
 - Re – число Рейнольдса;
 - $Re_{\text{дф}} = (Gb/\mu_{\text{ж}})[1 + x(\rho_{\text{ж}}/\rho_{\text{п}} - 1)]$;
 - R_z – характерный размер шероховатости;
 - T – температура;
 - Δh – скрытая теплота фазового перехода;
 - x – массовое паросодержание.
- Греческие символы:
- α – коэффициент теплоотдачи;
 - λ – теплопроводность;
 - ρ – плотность;
 - σ – коэффициент поверхностного натяжения;
 - μ – динамическая вязкость.
- Индексы:
- ж – жидкость;
 - п – пар;
 - ж0 – весь массовый расход берётся как жидкий;
 - сг – критический;
 - кип – пузырьковое кипение;
 - конв – конвективный.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Klimenko V.V.** A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer – second assessment // Int. J. of Heat and Mass Transfer. 1990. 33. P. 2073–2088.
2. **Liu Z., Winterton R.H.S.** A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation // Int. J. of Heat and Mass Transfer. 1991. 34. P. 2759–2766.
3. **Cooper M.G.** Saturation nucleation pool boiling – a simple correlation // IChemE Symp. Series. 1984. № 84. P. 785–793.
4. **Danilova G.N.** Correlation of Boiling Heat Transfer Data for Freons // Heat Transfer - Soviet Research. 1970. 2. 73–78.
5. **Гогонин И.И.** Теплоотдача при кипении хладона 21 в условиях естественной конвекции // Холодильная техника. 1970. 3. 24–28.
6. **Nishikawa K., Fujita Y., Ohta H., Hidaka S.** Heattransfer in Nucleate Boiling of Freon // Heat Transfer - Japanese Research. 1979. 8(3). 16–36.
7. **Upflow Boiling and Condensation in rectangular Minichannels / V.V. Kuznetsov, S.V. Dimov, A.S. Shamirzaev, P.A. Houghton, S. Sunder** // First International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, New York Editor S.G. Kandlikar. 2003. P. 683–689.