

УДК 536.24

Расчет локальной теплоотдачи при кипении рабочих веществ в стесненном пространстве

О. С. АПИЦЫНА¹, канд. техн. наук А. А. МАЛЫШЕВ², канд. техн. наук
О. С. МАЛИНИНА³, М. Д. АРНО⁴, К. А. БУБНОВ⁵, канд. техн. наук В. Ю. ЗАХАРОВА⁶

¹apitsyna.olga@yandex.ru, ²malyshev46@list.ru, ³holmash_malinina@mail.ru,

⁴arno.max@icloud.com, ⁵kirillnch@mail.ru, ⁶vizakharova@itmo.ru

Университет ИТМО

Представлены основные модели кипения в большом объеме: для условий энергетики Г. Н. Кружилина и для холодильной техники Г. Н. Даниловой. Представлены общие уравнения теплопереноса для вынужденного движения кипящей жидкости в стесненном пространстве: а) для расчета средней теплоотдачи, б) для локального теплообмена. Приведены схемы потоков кипящих жидкостей в стесненном пространстве для различных типов теплообменных аппаратов. В качестве основных составляющих теплообмена при кипении в каналах выделены: пузырьковое кипение на поверхности, конвективная составляющая вынужденного движения и конвективное испарение. Конвективное испарение является основой механизма теплопереноса при кольцевом режиме, наиболее характерном при кипении в каналах малого проходного сечения. В качестве примеров оценки влияния различных механизмов теплообмена представлена методика С. С. Кутателадзе, связывающее влияние пузырькового кипения и вынужденной конвекции и модель раздельного течения Martinelli — Nelson, описывающая конвективное испарение. В качестве основного параметра, определяющего специфику теплообмена при конвективном испарении, выделено истинное объемное паросодержание. Проведен анализ важнейших расчетных методик, полученных на основе исследования кипения в трубах диаметром более 6 мм. В результате проведенного сопоставления экспериментальных данных по теплообмену при кипении в миниканале и расчетов с использованием известных моделей отмечена определенная специфика тепло-гидродинамических процессов в каналах малого проходного сечения. При сопоставлении результатов экспериментов с расчетом по методикам Ogata, Sato и Park, выявлено лишь частичное согласование расчета и опытов, что объясняется различием механизмов теплообмена в макро- и миниканалах. Модификация известной модели Shah, с использованием истинных параметров фаз, позволила получить согласование расчета с результатами экспериментов с точностью 30–16%.

Ключевые слова: коэффициенты теплоотдачи, средний теплообмен, локальный теплообмен, модели процессов теплообмена при кипении в трубах, истинное объемное паросодержание.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 09.04.2021, принята к печати 13.05.2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-79-87

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Апицына О. С., Малышев А. А., Малинина О. С., Арно М. Д., Бубнов К. А., Захарова В. Ю. Расчет локальной теплоотдачи при кипении рабочих веществ в стесненном пространстве // Вестник Международной академии холода. 2021. № 2. С. 79–87. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-79-87

Calculation of local heat transfer at refrigerant boiling in confined space

O. S. APITSYNA, Ph. D. A. A. MALYSHEV, Ph. D. O. S. MALININA,
M. D. ARNO, K. A. BUBNOV, Ph. D. V. Yu. ZAKHAROVA

¹apitsyna.olga@yandex.ru, ²malyshev46@list.ru, ³holmash_malinina@mail.ru,

⁴arno.max@icloud.com, ⁵kirillnch@mail.ru, ⁶vizakharova@itmo.ru

ITMO University

The main models of pool boiling are presented: the one for energetics by G. Kruzhilin and the one for refrigeration engineering by G. Danilova. General equations of heat transfer for forced motion of boiling liquid in confined space are presented: for calculating average heat transfer and for local heat exchange. Flow patterns of boiling liquids in confined space for various heat exchangers are demonstrated. Bubble boiling at the surface, convective component of forced motion, and convective evaporation are identified as the main components of heat exchange. Convective evaporation is the basis for heat transfer in annular flow which is the most characteristic for boiling in the channels of narrow flow area. Method by S. Kutateladze, associating the influence of bubble boiling with forced convection, and the Martinelli — Nelson model of separated flows, describing convective evaporation, are presented as the examples of evaluating the influence of various

heat exchange mechanisms. Vapor voidage is identified as the main parameter influencing the character of heat exchange at convective evaporation. The most important methods of calculation based on the investigation of boiling in the tubes of more than 6 mm diameter have been analyzed. The comparison of experimental data on heat transfer at boiling in minichannel with the calculations using the popular models allowed identifying a certain peculiarity of heat-hydrodynamic processes in the channels of narrow flow area. When comparing the experimental results with the calculations according to the methods by Ogata, Sato, and Park methods only partial agreement between them is seen, which is probably due to the difference in heat transfer mechanisms in macro micro microchannels. A modification of the Shah model using true phase parameters allows 30–16% agreement between calculated and experimental data.

Keywords: heat transfer coefficient, average heat transfer, local heat exchange, the models of heat transfer at boiling in tubes, vapor voidage.

Article info:

Received 09/04/2021, accepted 13/05/2021

DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-79-87

Article in Russian

For citation:

Apitsyna O. S., Malyshev A. A., Malinina O. S., Arno M. D., Bubnov K. A., Zakharova V. Yu. Calculation of local heat transfer at refrigerant boiling in confined space. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 2. p. 79–87
DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-79-87

Введение

В соответствии с проблемой повышения энергоэффективности тепло-хладоэнергетических систем возрастают требования к точности и физической обоснованности методик расчета теплообмена при кипении жидкостей в испарителях (парогенераторах). Актуальность проведения теплофизических исследований процессов кипения, включая развитие методов моделирования и оптимизации, обусловлена появлением новых конструкций теплообменных аппаратов. Это относится к миниканальным технологиям, теплообменным аппаратам Micro-Plate и Spin Sell. Прорывные технологии начинают применяться в химической промышленности, электронике, системах специального назначения, но практически не используются в технике низких температур.

Цели и задачи исследования

Целью проводимого исследования является разработка методики расчета локального теплообмена в каналах малого проходного сечения на основе модели внутритрубного кипения с использованием истинного объемного паросодержания.

Для решения поставленной цели, необходимо решение следующих задач:

- анализ моделей внутритрубного кипения;
- модификация модели внутритрубного кипения применительно к условиям миниканалов.

Кипение в большом объеме

За прошедшие годы существенно изменился подход к методам расчета теплообмена при кипении. Начиная с 60 годов XX века, основные расчетные методологии разделялись на две основные группы. Расчет теплообмена при кипении в «большом объеме» и при кипении в ограниченном пространстве.

Для условий энергетики, важнейшей работой, относящейся к первой группе, являются исследования

Г. Н. Кружилина [1], в которых была разработана математическая модель кипения в большом объеме и получено полуэмпирическое уравнение:

$$Nu = f(k_z, k_q, Pr) = 0,082 k_z^{0,33} k_q^{0,7} Pr^{-0,45}, \quad (1)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda'}; \quad k_z = \frac{R_{\min}}{2\delta} \cdot \frac{c_p \Delta t}{r} \cdot \frac{\rho'}{\rho''} = \frac{l_*}{\delta}; \quad k_q = \frac{q\delta}{\rho'' \alpha' r} \cdot \frac{\delta}{l_*},$$

здесь δ — капиллярная постоянная.

Для холодильной техники, при расчете теплоотдачи при кипении в большом объеме, широко используется уравнение Г. Н. Даниловой [2].

$$\alpha = 550 p_{\text{кр}}^{1/4} T_{\text{кр}}^{-7/8} M^{-1/8} q^n f(p), \quad (2)$$

здесь: $n=0,67-0,75$ и $f(p)$ зависят от свойств вещества.

Для испарителей затопленного типа, теплоотдача рассчитывается с помощью этих же формул с введением эмпирических коэффициентов, учитывающих влияние трубного пучка.

Кипение в стесненном пространстве

Первоначально под кипением в стесненном пространстве в основном понималось кипение в трубах. В водоохладителях, как правило, применялись трубы внутренним диаметром 17 и 14 мм с оребрением в виде «звездочек» (рис. 1) [2].

До настоящего времени для прикидочных расчетов теплоотдачи при кипении в трубах используются методики расчета средних по длине канала коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{ср}}$.

Общее уравнение теплопереноса имеет вид:

$$q_{\text{общ}} = q_{\text{кип}} + q_{\text{конв}}, \quad (3)$$

где $q_{\text{конв}}$ — конвективная составляющая теплоотдачи, обусловленная вынужденным движением жидкости, поступающей в трубу; $q_{\text{кип}}$ — составляющая пузырькового кипения на поверхности трубы.

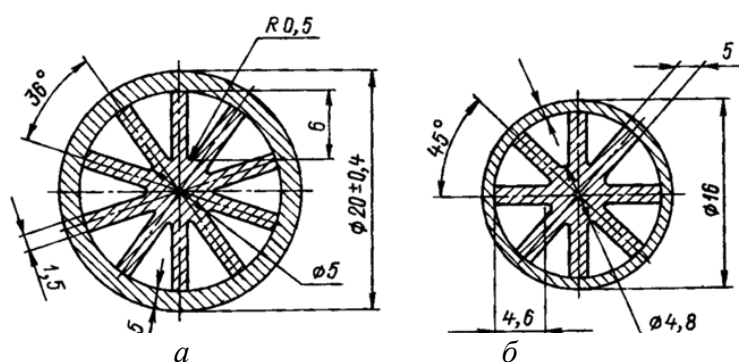


Рис. 1. Трубы водоохладителей с внутритрубным кипением хладагентов: а — десятиканальная; б — восьмиканальная
 Fig. 1. The tubes of water coolers with in-the-tube refrigerant boiling: а — ten-channel one; б — eight-channel one

Вклад пузырькового кипения в теплоотдачу, как правило определяется с помощью формул для кипения в большом объеме.

Для прикидочных расчетов теплоотдачи при кипении в трубах используются методики для расчета средних значений $\alpha_{ср}$ [2].

$$\alpha_{ср} = A \cdot q^{0,6} (w \cdot \rho)^{0,2} d_{вн}^{-0,2}. \quad (4)$$

В уравнении (4) значения показателей степени при q и $w\rho$ приняты постоянными.

Постоянство показателей, при основных параметрах теплообмена, ограничивает применимость метода средних коэффициентов теплоотдачи.

Развитие исследований теплоотдачи при внутритрубном кипении вызвано формированием нового направления, связанного с изучением локальной теплоотдачи по длине канала. Доказано, что использование уравнений для расчета $\alpha_{лок}$ наиболее точно описывает экспериментальные данные по внутритрубному кипению [3]

При этом в качестве общего уравнения теплопереноса рассматривается зависимость вида

$$q_{общ} = q_{кип} + q_{конв} + q_{исп}, \quad (5)$$

здесь $q_{исп}$ — составляющая конвективного испарения от межфазовой поверхности.

Если первые две составляющие уравнения отражены в уравнении среднего теплообмена (3), то составляющая конвективного испарения обусловлена динамикой паросодержания по ходу кипящего потока.

Математические модели потоков в первую очередь определяются типом стесненного пространства, в котором происходит кипение, а также вкладом в теплоотдачу отдельных составляющих, входящих в общие уравнения (3) или (5).

Основные типы внутриканального кипения представлены на рис. 2.

Представляется, что кипение на пучке труб испарителя затопленного типа (рис. 2, а) также может быть рассмотрено, как разновидность внутриканального ки-

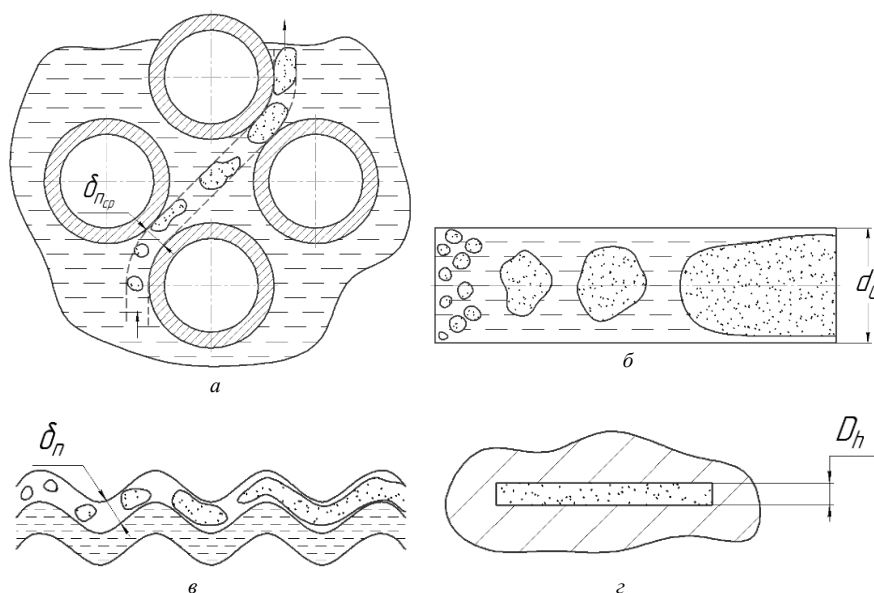


Рис. 2. Внутриканальное кипение в аппаратах различных типов: а — кипение на пучке труб ($\delta_{н,ср} = 4 \div 12$ мм); б — кипение в трубе ($d_0 = 6 \div 25$ мм); в — кипение в щелевом канале ($\delta_n = 1,5 \div 2,5$ мм); з — кипение в миниканале ($D_n = 0,3 \div 1,5$ мм)

Fig. 2. In the channel boiling in the apparatus of various types: а — boiling on a tube bundle ($\delta_{н,ср} = 4 \div 12$ mm); б — boiling in a tube ($d_0 = 6 \div 25$ mm); в — boiling in a slit channel ($\delta_n = 1,5 \div 2,5$ mm); з — boiling in a minichannel ($D_n = 0,3 \div 1,5$ mm)

пения. Такая точка зрения отлична от традиционной, при которой кипение на пучке рассматривается, как кипение в большом объеме с введением коэффициентов, учитывающих плотность пучка труб и расположение труб в пучке.

Повышение точности расчетов теплообмена связано не только с выбором составляющих, входящих в основные уравнения (3) или (5), но и определения вклада, каждой из них. Известны разные подходы к решению этой задачи. В частности, в уравнение С. С. Кутателадзе заложена степенная зависимость, связывающая теплоотдачу при пузырьковом кипении и конвекцию. Степенная зависимость обеспечивает предельные переходы от одного механизма к другому в зависимости от величины плотности теплового потока и скорости потока на входе в канал.

$$\alpha_{cp} = \alpha_w \sqrt{1 + \frac{\alpha_{б.о.}}{\alpha_w}}, \quad (6)$$

где α_w — коэффициент теплоотдачи для однофазной конвекции жидкости, рассчитанный по известным формулам; $\alpha_{б.о.}$ — теплоотдача при кипении в большом объеме, при пузырьковом кипении.

Широко известна и до настоящего времени и широко применяется модель раздельного течения Martinelli–Nelson [4], в которой учтены составляющие однофазной конвекции α_w и конвективного испарения.

В модели Dangler–Martinelli, как и во многих современных моделях, при учете конвективного испарения, (параметр Martinelli X_{tt}) применяются массовое расходное паросодержание x и соотношения физических свойств пара и жидкости.

$$\frac{\alpha}{\alpha_w} = 3,5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,5}, \quad (7)$$

где $X_{tt} = [(1-x)/x]^{0,875} (\rho''/\rho')^{0,5} (\mu'/\mu'')^{0,125}$.

Как показывает опыт, методика Martinelli дает хорошее согласование с экспериментом при кольцевом режиме в трубах, когда пузырьковое кипение подавлено потоком парового ядра и основной вклад вносит конвективное испарение.

Модель Chen (уравнение (8), (9)) [5] учитывает все три составляющие, входящие в уравнение (5), причем вклад конвективного испарения учитывается, как и в предыдущем случае с помощью массового расходного паросодержания x .

$$\alpha_q = 12 \cdot 10^{-4} \left[\frac{\lambda'^{0,79} c_p'^{0,45} \rho'^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu'^{0,29} r^{0,24} \rho'^{0,24}} \right] x \Delta t_0^{0,24} \Delta P_s^{0,75} S_c; \quad (8)$$

$$\alpha_w = 0,023 \frac{\lambda'}{d_0} \left[\frac{G(1-x)}{\mu'} \right]^{0,8} Pr'^{0,4} F_c, \quad (9)$$

где $F_c = f(X_{tt})$; $S_c = f \left[\frac{G(1-x)}{\mu'} \right] F_c$.

Совместный учет составляющих теплообмена по подобным тем, которые были использованы в работа [4] и [5] применялись и в современных исследованиях, посвященных теплообмену в трубах малого диаметра, щелевых

каналах, каналах с интенсифицированными поверхностями и каналов с использованием смесевых рабочих веществ [6]–[15].

Общим выводом из рассмотрения этих работ является следующее. С повышением скорости двухфазного потока и снижением проходного сечения увеличивается роль конвективного испарения. С ростом паросодержания конвективное испарение вносит основной вклад в величину коэффициентов локального теплообмена при кипении в каналах малого проходного сечения.

Важным является вопрос выбора физического параметра, наиболее точно и физически обоснованно характеризующего паросодержание.

С нашей точки зрения наиболее обоснованным является использование истинного объемного паросодержания ϕ и истинных скоростей фаз. Свидетельством этому является работа [6], в которой представлена математическую модель локального коэффициента теплоотдачи при кипении смесевых хладагента внутри горизонтальной трубы. Модель представлена в виде следующей совокупности:

$$AM = (AO, \alpha_{б.о.}, \alpha_{кон}, \phi, \alpha, FA), \quad (10)$$

где AO — процесс теплоотдачи при кипении смеси холодильных агентов внутри горизонтальной трубы (объект моделирования); $\alpha_{б.о.}, \alpha_{кон}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно при кипении смеси в большом объеме и при конвективном теплообмене; ϕ — истинное объемное паросодержание (входные параметры модели); α — коэффициент теплоотдачи при кипении смеси холодильных агентов внутри горизонтальной трубы (выходной параметр модели); FA — расчетные зависимости для коэффициента теплоотдачи при кипении смеси внутри трубы в зависимости от режима течения фаз, прогнозирование режимов кипящих потоков, и потерь давления.

Идея применения истинного объемного паросодержания получила развитие при разработке комплексного метода, позволившего с высокой точностью обработать экспериментальные данные по теплообмену при кипении хладагентов в трубах диаметром 6–20 мм [1, 3]. Для иных типов каналов этот подход в полной мере не апробирован.

Для расчета истинного объемного паросодержания двухфазных потоков хладагентов в трубах диаметром 6–10 мм было предложено уравнение [1]:

$$\beta - \phi = 0,06\beta(1-\beta)^{0,5} \left(\frac{Fr_0}{Re_0} \right)^{-0,23} \left(\frac{P_0}{P_{кр}} \right)^{-0,15}, \quad (11)$$

где β — расходное объемное паросодержание.

Критерии Fr_0 и Re_0 рассчитываются по скорости циркуляции.

Для двухфазных потоков в миканалах получена зависимость [17]:

$$\phi = \beta - 0,06\beta(1-\beta)^{0,5} \left(\frac{\left(\frac{\sigma \cdot We}{q \cdot d_n^2 \rho'} \right)}{Re_{cm}} \right)^{-0,23} \left(\frac{P_0}{P_{кр}} \right)^{-0,15}, \quad (12)$$

где $We = (\rho' D_n W_{cm}) / \sigma$.

Кипение в миниканалах

Одним из прорывных направлений теплообменного аппаратостроения являются миниканальные технологии, к которым в последнее время проявляется значительный интерес исследователей (рис. 2, з). Теплообменные испарители с миниканалами пока не нашли широкого применения в технике низких температур, но безусловно являются перспективными. [16, 17, 20].

Основной интерес ученых в основном связан с исследованием гидродинамических процессов при кипении в миниканалах, [9, 18, 19, 21], а изучению теплообмена при кипении R134a при температуре 30 °C посвящена работа [20].

Исходя из сказанного, несомненный интерес представляет апробация известных расчетных методик локального теплообмена применительно к результатам экспериментальных исследований по кипению в миниканалах. В качестве объекта сопоставления выбраны экспериментальные результаты по теплообмену при кипении R134a в миниканале $D_h=0,564$ мм при $t_o=30$ °C [20].

По методике Ogata и Sato [22] расчет локального теплообмена производится для двух диапазонов массовых паросодержаний:

при $x < 0,25$:

$$\alpha_1 = 0,015 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \frac{\lambda'}{d'_{\text{ЭКВ}}}; \quad (13)$$

при $x > 0,25$:

$$\alpha_2 = (C_1 X_{II}^{n_1} + C_2 \text{Bo}^{n_2}) \alpha, \quad (14)$$

где $\text{Bo} = \frac{q}{wpr}$.

При меньших значениях x теплоотдача определяется конвекцией, при этом силы инерции выражаются критерием Рейнольдса, учитывающим свойства жидкой фазы. Это является свидетельством того, что в качестве основного термического сопротивления принимается пристен-

ный слой пленки жидкости, при этом парообразование у теплопередающей поверхности не учитывается.

При $x > 0,25$ использован параметр Martinelli, предполагающей отдельную модель течения. С помощью критерия Бонда учитывается взаимосвязь пузырькового кипения и конвекции, определяемой массовой скоростью.

На рис. 3 представлено сопоставление экспериментальных данных [20] с расчетом по уравнениям (13) и (14).

Расчет по уравнению (13) при $x < 0,25$ дает хорошее согласование с экспериментом, а при $x > 0,25$ расхождение достигает 108%.

Такая ситуация может быть объяснена влиянием режимов течения на характер локального теплообмена. Как следует из диаграммы режимов двухфазных потоков в миниканале (рис. 4) в диапазоне $x < 0,25$ при данных параметрах потока существует снарядный режим, при котором паровые снаряды вносят турбулизующее воздействие на пристенный слой жидкости, характер течения которой определяет локальную теплоотдачу.

При $x > 0,25$ в канале имеют место полукольцевой и кольцевой режимы течения, для которых модель Martinelli, адаптированная для труб, в полной мере не отражает специфику течения в миниканалах.

В работе Park [23] приводится обобщенная модель кипения в стесненном пространстве с использованием экспоненциальной зависимости от параметра Martinelli.

$$\frac{\alpha D_h}{\lambda'} = 0,0055 \text{Pr}^{1,37} \frac{\Phi_g}{X_{II}} \text{Re}^{0,7}; \quad (15)$$

$$\Phi_g^2 = 1 + 13,17 \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,17} \left[1 - \exp\left(-0,6 \sqrt{\frac{g(\rho' - \rho'') D_h^2}{\sigma}}\right) \right] X_{II} + X_{II}^2. \quad (16)$$

Сопоставление расчета и экспериментов [20] представлено на рис. 5.

Характер взаимосвязи расчетных и экспериментальных данных в этом случае противоположен, рассмотренной выше методике Ogata и Sato.

При значениях $x < 0,25$ расчетные значения коэффициентов теплоотдачи на 30–50% ниже эксперименталь-

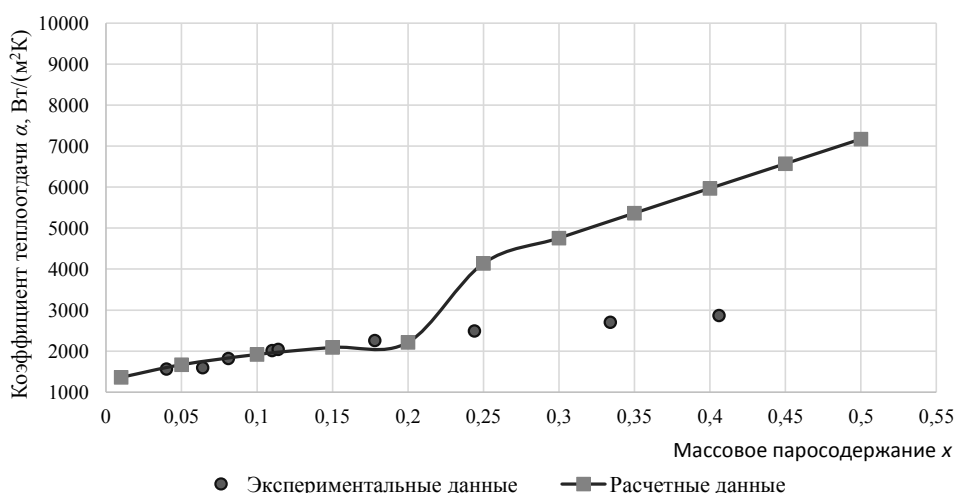


Рис. 3. Сопоставление экспериментальных данных локальной теплоотдачи при кипении R134a в миниканале $D_h = 0,564$ мм при $t_o = 30$ °C и $wpr = 365,5$ кг/($m^2 \cdot c$) с расчетом по уравнениям (13) и (14)

Fig. 3. Comparison of the experimental data for local heat transfer at boiling of R134a in a minichannel $D_h = 0.564$ mm at $t_o = 30$ °C and $wpr = 365.5$ kg/($m^2 \cdot s$) with the calculations by the equations (13) and (14)

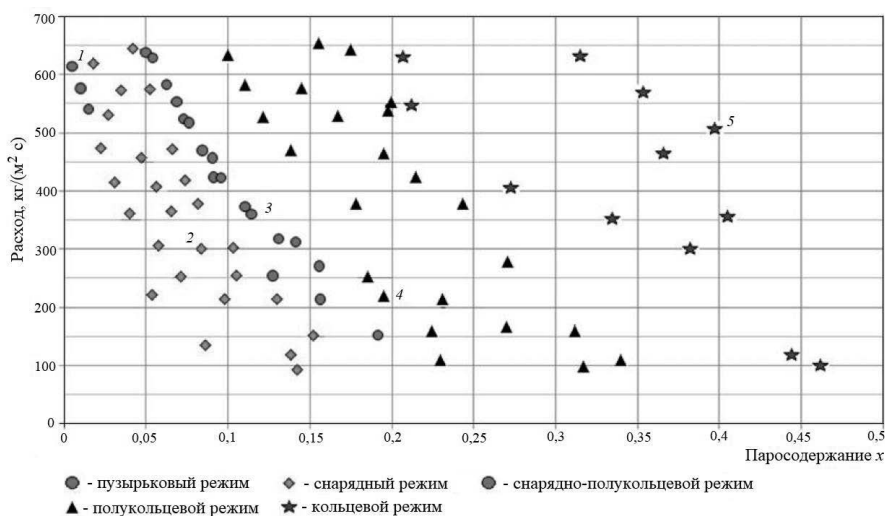


Рис. 4. Карта режимов кипения R134a в прямоугольном миниканале $D_h = 0,564$ мм [20]
 Fig. 4. Boiling modes map for R134a in a rectangular minichannel $D_h = 0.564$ mm [20]

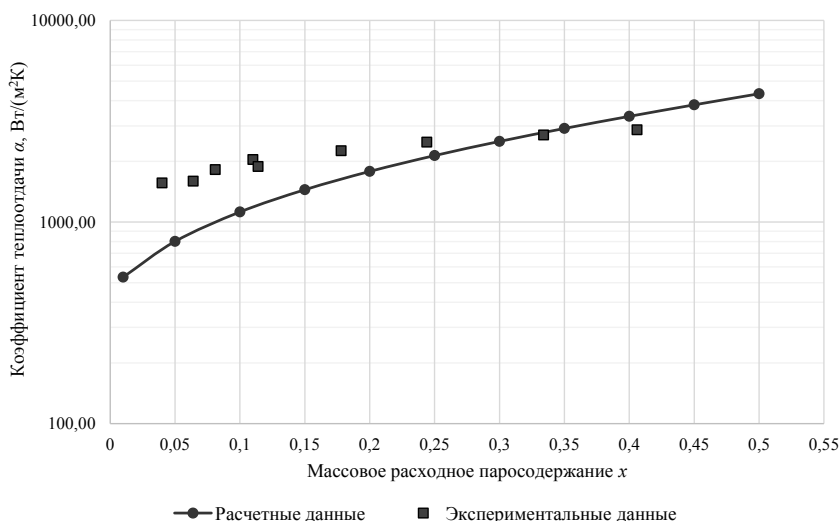


Рис. 5. Сопоставление экспериментальных данных [20] с расчетом по уравнениям (15) и (16)
 Fig. 5. Comparison of the experimental results [20] with the calculations by the equations (15) and (16)

ных, а при больших значениях x совпадение вполне удовлетворительное.

Возможная причина расхождения расчетных и опытных данных связана со следующим. Согласно уравнениям (15) и (16), определяющую роль в теплообмене играет конвективное испарение, выраженное параметром Martinelli X_{tt} . При снарядном же режиме ($x < 0,25$), доминирует не конвективное испарение, а однофазная конвекция пристенного слоя жидкости. При этом установлено, что параметр Martinelli X_{tt} характерен для раздельного течения при больших массовых расходах пара, что не соответствует условиям снарядного режима.

При полукольцевом и кольцевом режимах ($x < 0,25$) экспоненциально усиливается воздействие параметра стесненности паровой фазы $\sqrt{\frac{g(\rho' - \rho'')D_h^2}{\sigma}}$, свойствен-

ного для миниканалов. Следует отметить, что параметр стесненности является одним из основных критериев,

определяющих особенности гидродинамических процессов при течении в миниканалах.

Методология расчета локального теплообмена Шаха (Shah) [24] в наибольшей степени соответствует исходному уравнению теплопереноса в стесненном пространстве (5).

Ниже представлена методология Шаха, модифицированная авторами настоящей статьи для случаев истинных параметров фаз.

Влияние однофазной конвекции потока до начала процесса парообразования выражается критерием Фруда, рассчитанного по массовому расходу.

$$Fr' = \frac{(w_p)^2}{\rho'^2 g D_h} \tag{17}$$

Конвективная составляющая кипящего потока выражена параметром конвекции:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho''^{0,5}}{\rho'} \tag{18}$$

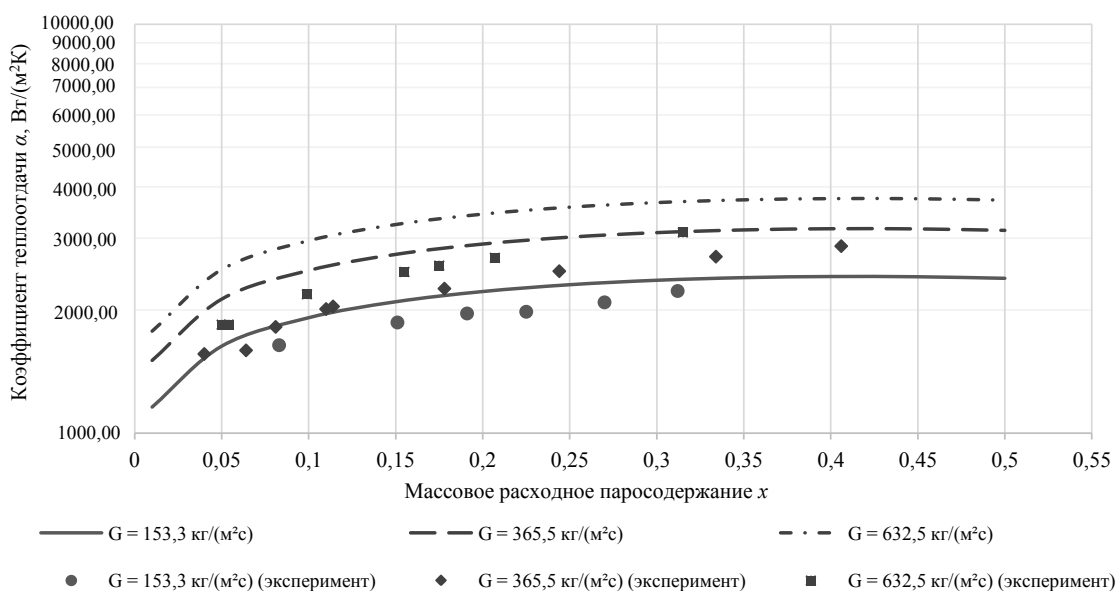


Рис. 6. Сопоставление результатов экспериментов [20] с использованием истинных параметров фаз
 Fig. 6. Comparison of the experimental results [20] using true phase parameters

Вклад пузырькового кипения определяется параметром кипения:

$$Bo = \frac{q}{w\rho \cdot r} \tag{19}$$

Конвективное испарение учитывается параметром:

$$F_0 = F(1 - \phi)^{0.8} \tag{20}$$

Границы применимости различных механизмов определяются с помощью критерия Bo , определяющего приоритеты пузырькового кипения либо однофазной конвекции.

Для определения параметра F в условиях кипения в миниканале, рекомендуется применять выражение, учитывающее влияние обеих составляющих

$$F = kBo^{0.5} \exp(2,74Co^{0.1}), \tag{21}$$

где $k = 14,7$ при $Bo \geq 11 \cdot 10^{-4}$ и $k = 15,43$ при $Bo < 11 \cdot 10^{-4}$.

Локальный коэффициент теплоотдачи двухфазного потока определяется как

$$\alpha = \alpha_w F_0; \tag{22}$$

$$\alpha_w = 0,023 \frac{\lambda'}{d'_{эКВ}} Re^{0.8} Pr^{0.4}, \tag{23}$$

где

$$d'_{эКВ} = \sqrt{\frac{(1 - \phi)f_{сеч}}{0,785}} \tag{24}$$

На рис. 6 показано сопоставление результатов экспериментов [20] с расчетом по методологии Шаха, с использованием истинного паросодержания.

Сопоставление показывает, что при применении истинного паросодержания обеспечивает точность расчета в пределах от 30 до 16%.

Выводы

1. Процессы теплообмена при кипении хладагентов в миниканалах имеет специфические особенности и отличия от аналогичных процессов в макроканалах.

2. Областью наиболее интенсивного теплообмена являются характерный для миниканалов полукольцевой, а также кольцевой режимы кипения, для которых одним из определяющих является параметр стесненности паровой фазы, определяющим соотношение сил гравитации и поверхностного натяжения.

3. В рассмотренном диапазоне режимных параметров наилучшее согласование с результатами экспериментов, полученных при положительных температурах, дает методология локального теплообмена Shah.

4. Методика расчета теплоотдачи при кипении в миниканалах требует дальнейшего изучения с привлечением результатов экспериментов при отрицательных температурах.

Литература

1. Малышев А. А., Мамченко В. О., Киссер К. В. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков хладагентов. СПб.: Университет ИТМО, 2016. 116 с.
2. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.

References

1. Malyshev A.A., Mamchenko V.O., Kissler K.V. Plate heat exchangers in low-temperature engineering and biotechnological processes: a textbook. Saint Petersburg: ITMO University, 2016. 116 PP. (in Russian)
2. Danilova G.N., Bogdanov S.N., Ivanov O.P., et al. Heat exchangers of refrigeration plants. Leningrad, Mashinostroenie, 1986. 303 P. (in Russian)

3. Малышев А. А., Малинина О. С., Калимжанов Д. Е., Сухов П. С., Куадио К. Ф. Сравнительный анализ расчета теплообмена при внутриканальном кипении хладагентов // Вестник Международной академии холода. 2020. № 1. С. 34–39.
4. Martinelli R. C., Nelson D. B. Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water // *Trans. ASME*. 1948. v. 70. No 6. p. 695–720.
5. Chen J. C. Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Liquids in Convective Flow // *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 1966, v. 5, p. 322–339.
6. Шуршев В. Ф. Построение модели процесса теплоотдачи при кипении смеси холодильных агентов внутри горизонтальной трубы // Математические методы в технике и технологиях—ММТТ-18. // Сб. трудов XVIII Международной научной конференции. Казань: Изд-во Казанского гос. техн. ун-та. 2005. Т. 9. С. 121–122.
7. Мезенцева Н. Н. Особенности кипения неазеотропных хладагентов в испарителе пароконденсационного теплового насоса // Сборник трудов Всероссийского форума научной молодежи «ЭРЭЛ — 2011». Якутск. 2011. С. 113–115.
8. Кошелев С. В. Оптимизация массовой скорости хладагента в трубах испарителей судовых установок // Эксплуатация морского транспорта. 2017. № 1. С. 55–64.
9. Yan C. et al. Research on the Flow Boiling Characteristics of Water in a Multi-Furcated Tree-Shaped Mini-Channel // *Advanced Materials Research*. 2013. Vol. 629. pp. 691–698.
10. Kuntha U., Kiatsiriroat T. Boiling Heat Transfer Coefficient of R22 refrigerant and its alternatives in horizontal tube: small refrigerator scale // *Songklana Karis J. Sci. Technol*. 2002. Vol. 24. No. 2. Pp. 243–253.
11. Zhou Z., Fang X., Li D. Review Article: Evaluation of Correlation of Flow Boiling Heat Transfer of R22 in Horizontal Channels // *The Scientific World Journal*. 2013. Vol. 2013. DOI: 10.1155/2013/458797
12. Kawahara A., Mansour M. H., Sadatomi M., Law W. Z., Kurihara H. and Kusumaningsih H. Characteristics of Gas-Liquid Two-Phase Flows through a Sudden Contraction in Rectangular Microchannels // *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2015. Vol. 66. pp 243–253.
13. Padilla M., Revellin R. and Bonjour J. Two-Phase Flow of HFO-1234yf, R-134a and R-410A in Sudden Contractions: Visualization, Pressure Drop Measurements and New Prediction Method // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2013. Vol. 47, pp. 186–205.
14. Picchi D., Corraera S. and Poesio P. Flow Pattern Transition, Pressure Gradient, Hold-Up Predictions in Gas/Non-Newtonian Power-Law Fluid Stratified Flow // *International Journal of Multiphase Flow*. 2014. Vol. 63. Pp. 105–115.
15. Goto D., Santoso A., Takehira T., Aslam A., Kawahara A. and Sadatomi M. Pressure Drop for Gas and Non-Newtonian Liquid Two-Phase Flows Across Sudden Expansion in Horizontal Rectangular Mini-Channel. *Journal of Mechanical Engineering and Automation*. 2016. Vol. 6. Pp. 51–57.
16. Malyshev A. A., Malinina O. S., Kouadio K. F., Shvetsov I. V. Analysis of methods for calculating intra-channel boiling heat transfer in refrigerants // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 939. No. 1. pp. 012047.
17. Малышев А. А., Киссер К. В., Зайцев А. В. Истинные параметры кипящих хладагентов в трубах и каналах // Вестник Международной академии холода. 2017. № 2. С. 53–56.
3. Malyshev A.A., Malinina O.S., Kalimzhanov D.E., Sukhov P.S., Kuadio K.F. Comparative analysis of the calculation of heat transfer during in-channel boiling of refrigerants. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2020. No 1. p. 34-39.
4. Martinelli R.C., Nelson D.B. Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water. *Trans. ASME*. 1948. v. 70. No 6. p. 695-720.
5. Chen J.C. Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Liquids in Convective Flow. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 1966, v. 5, p. 322-339.
6. Shurshev V.F. Building a model of the heat transfer process when boiling a mixture of refrigerating agents inside a horizontal pipe. *Mathematical methods in engineering and technology-MMTT-18. Proceedings of the XVIII International scientific conference*. Kazan, 2005. Vol. 9. Pp.121-122. (in Russian)
7. Mezentseva N.N. features of boiling of non-azeotropic refrigerants in the evaporator of a steam compression heat pump. *Collection of works of the all-Russian forum of scientific youth «EREL-2011»*. Yakutsk. 2011. Pp.113-115. (in Russian)
8. Koshelev S.V. Optimization of the mass speed of the refrigerant in the pipes of evaporators of ship installations. *Operation of marine transport*. 2017. No. 1. Pp. 55-64. (in Russian)
9. Yan C. et al. Research on the Flow Boiling Characteristics of Water in a Multi-Furcated Tree-Shaped Mini-Channel. *Advanced Materials Research*. 2013. Vol. 629. pp. 691-698.
10. Kuntha U. and T. Kiatsiriroat. Boiling Heat Transfer Coefficient of R22 refrigerant and its alternatives in horizontal tube: small refrigerator scale. *Songklana Karis J. Sci. Technol*. 2002. Vol. 24, No. 2, pp 243 – 253.
11. Zhou Z., X. Fang, D. Li. Review Article: Evaluation of Correlation of Flow Boiling Heat Transfer of R22 in Horizontal Channels. *The Scientific World Journal*. 2013. Vol. 2013.
12. Kawahara A., Mansour M.H., Sadatomi M., Law W.Z., Kurihara H. and Kusumaningsih H. Characteristics of Gas-Liquid Two-Phase Flows through a Sudden Contraction in Rectangular Microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2015. Vol. 66. Pp. 243-253.
13. Padilla M., Revellin R. and Bonjour J. Two-Phase Flow of HFO-1234yf, R-134a and R-410A in Sudden Contractions: Visualization, Pressure Drop Measurements and New Prediction Method. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2013. Vol. 47. Pp. 186-205.
14. Picchi D., Corraera S. and Poesio P. Flow Pattern Transition, Pressure Gradient, Hold-Up Predictions in Gas/Non-Newtonian Power-Law Fluid Stratified Flow. *International Journal of Multiphase Flow*. 2014. Vol. 63, pp. 105-115.
15. Goto D., Santoso A., Takehira T., Aslam A., Kawahara A. and Sadatomi M. Pressure Drop for Gas and Non-Newtonian Liquid Two-Phase Flows Across Sudden Expansion in Horizontal Rectangular Mini-Channel. *Journal of Mechanical Engineering and Automation*. 2016. Vol. 6, pp 51-57
16. Malyshev A.A., Malinina O.S., Kouadio K.F., Shvetsov I.V. Analysis of methods for calculating intra-channel boiling heat transfer in refrigerants. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 939, No. 1, pp. 012047.
17. Malyshev A.A., Kisser K.V., Zaytsev A.V. True parameters of boiling refrigerants in tubes and channels. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No 2. p. 53-56. (in Russian)

18. Kuznetsov V. V. Heat and Mass Transfer with Phase Change and Chemical Reactions in Microscale // Proc. 14 Int. Heat Transfer Conf. Washington: ASME. 2010. Keynote 22570.
19. Kandlikar S. G. Similarities and Differences Between Flow Boiling in Microchannels and Pool Boiling // Heat Transfer Eng. 2010. Vol. 31. No. 3. Pp. 159–167.
20. Khovalyg D. M., Baranenko A. V. Two-phase flow dynamics during boiling of R134a refrigerant in minichannels // Technical Physics. 2015. Vol. 85. No 3. pp. 34–41.
21. Niño V. G., Hrnjak P. S. and Newell T. A. Characterization of Two-Phase Flow in Microchannels // ACRC TR-202, October 2002.
22. Mercado M., Wong N., Hartwig J. Assessment of two-phase heat transfer coefficient and critical heat flux correlations for cryogenic flow boiling in pipe heating experiments // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. Vol. 133. pp. 295–315.
23. Park J. E., Vakili-Farahani F., Consolini L., Thome J. R. Experimental study on condensation heat transfer in vertical minichannels for new refrigerant R1234ze (E) versus R134a and R236fa // Exp. Therm. Fluid Sci. 2011. Vol. 35. pp. 442–454.
24. Ейдеюс А. И., Никишин М. Ю., Кошелев В. Л. Теплоотдача при кипении хладагента в змеевиковых воздухоохладителях // Известия Калининградского государственного технического университета. 2013. № 29. С. 31–38.
18. Kuznetsov V.V. Heat and Mass Transfer with Phase Change and Chemical Reactions in Microscale. Proc. 14 Int. Heat Transfer Conf. Washington: ASME. 2010. Keynote 22570.
19. Kandlikar S.G. Similarities and Differences Between Flow Boiling in Microchannels and Pool Boiling. *Heat Transfer Eng.* 2010. Vol. 31, No. 3. Pp. 159-167.
20. Khovalyg D.M., Baranenko A.V. Two-phase flow dynamics during boiling of R134a refrigerant in minichannels. *Technical Physics*. 2015. Vol. 85. No 3. pp. 34-41.
21. Niño V.G., Hrnjak P.S. and Newell T.A. Characterization of Two-Phase Flow in Microchannels. ACRC TR-202, October 2002.
22. Mercado M., Wong N., Hartwig J. Assessment of two-phase heat transfer coefficient and critical heat flux correlations for cryogenic flow boiling in pipe heating experiments. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 133. pp. 295–315.
23. Park J.E., Vakili-Farahani F., Consolini L., Thome J.R. Experimental study on condensation heat transfer in vertical minichannels for new refrigerant R1234ze(E) versus R134a and R236fa. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2011. Vol. 35, pp. 442-454.
24. Eydeyus A.I., Nikishin M.Yu., Koshelev V.L. Heat transfer during boiling of a refrigerant in coil air coolers. *Izvestiia Kaliningradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2013. No. 29. pp. 31-38.

Сведения об авторах

Апицына Ольга Сергеевна

Аспирант, инженер факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, apitsyna.olga@yandex.ru

Малышев Александр Александрович

К. т. н., старший научный сотрудник, доцент факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, malyshev46@list.ru

Малинина Ольга Сергеевна

К. т. н., доцент факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, holmash_malinina@mail.ru

Арно Максим Дмитриевич

Магистрант, инженер факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, arno.max@icloud.com

Бубнов Кирилл Анатольевич

Магистрант, факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, kirillnch@mail.ru

Захарова Виктория Юрьевна

К. т. н., доцент факультета энергетики и экотехнологий Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, vizakharova@itmo.ru, ORCID ID: 0000-0002-8554-3260

Information about authors

Apitsyna Olga S.

Undergraduate, Engineer of Faculty of Energy and Ecotechnology of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, apitsyna.olga@yandex.ru

Malyshev Aleksander A.

Ph. D., Senior researcher, Associate professor of Faculty of Energy and Ecotechnology of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, malyshev46@list.ru

Malinina Olga S.

Ph. D., Associate professor of Faculty of Energy and Ecotechnology of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, holmash_malinina@mail.ru

Arno Maxim D.

Undergraduate student, Engineer of Faculty of Energy and Ecotechnology of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, arno.max@icloud.com

Bubnov Kirill A.

Undergraduate student of Faculty of Energy and Ecotechnology of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, kirillnch@mail.ru

Zakharova Victoria Y.

Ph. D., Associate professor of Faculty of Energy and Ecotechnology of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, vizakharova@itmo.ru, ORCID ID: 0000-0002-8554-3260